

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

The use of mine warehouse stocks for the correct completion of mining belt conveyors

The article presents the principles of the rational use of conveyor subassemblies owned in underground coal mining plants for the purpose of listing complete devices appropriate for specific locations and required operating parameters. Since these are often units from different manufacturers, the user will be required to prepare a collective User Manual and issue a Declaration of Conformity.

Key words: *belt conveyor, mining plant, components of belt conveyors*

1. INTRODUCTION

Belt conveyors are currently not subject to the requirement to obtain the approval of the President of the State Mining Authority and are operated on the basis of the EC Declaration of Conformity and the manufacturer's manual. The manufacturer of the conveyor does not always have to be its actual manufacturer, but can also be only the assembler, assembling the device from ready-made components. Such an assembler can also be a mining plant that has components from dismantled equipment or is able to obtain them within the mining group, for example from liquidated plants. It is very important to receive the source Technical and Operating Documentation or Operating Manuals together with the acquired assemblies. In the case of drives, there should also be documents for gears, motors, brakes, and clutches. Since the issuance of the EC Declaration of Conformity is subject to a number of requirements set out in EU and national regulations, the user rarely decides to act as a picker as there is often the fear that the completed device will not meet the safety requirements. In this case, specialists from external companies can always be used to prepare the proper assembly, and the finished device can be voluntarily certified. In the following paper, the issues crucial for the safe operation of the conveyor are discussed, re-

lated to the determination of basic operating parameters, such as the selection of drives, brakes, tensioning devices, and the use of guards for hazardous places, as well as the basic principles of assembling subassemblies in the conveyor. This information should be helpful for the representatives of the mining plant both when they complete the conveyor assembly themselves and when preparing tender requirements for engineering companies.

2. PROPER SELECTION OF POWER AND LOCATION OF DRIVES AND OTHER UNITS FOR VARIOUS OPERATING CONDITIONS

Currently installed conveyors should not be configured on the basis of power selection nomograms, in which the conveyor parameters are largely parameterized and contain too many generalized initial assumptions. Knowledge of belt conveyor theory is also required for the use of commercially available power selection software.

In order to correctly estimate the power, it is necessary to know the drag coefficient, resulting mainly from the used route structure, the quality of the rollers and the belt, the number and the construction of drums.

Concentrated resistances should also not be overlooked. It is important to take into account the length of the loop, the increased number of scrapers and the appropriate number, length, and geometric parameters of the transfers. Considerable power is consumed by the sliding support of the belt in the discharge beds.

The rule should be adopted that the conveyors in which the motors work as brakes should have a greater reserve of installed power in relation to the calculated one, so as not to cause the belt to acceleration (loss of motion stability). Conveyors with negative power during steady state operations in a loaded state (braked conveyors) should be configured with drives from the return side. In earlier conveyor designs, which were characterized by significant resistance, the downward slope limit for this type of configuration was -5° . Currently, taking into account energy-saving low-resistance constructions, this limit may be as low as -3° .

The tensioning station, due to the function it performs, i.e. ensuring the correct frictional coupling in the drive and the correct sagging of the belt between the idler sets, should always be on the side of the lower forces in the belt. In descending conveyors, the station should be placed in the discharge area, and in conveyors located in horizontal excavations or working uphill, the station should be located behind the drive in the direction of the belt. In the case of large upward inclination (over 10°), in order to limit the required force in the station, it can be installed in the area of the turning point. With the drive, the tensioning force will be higher by the value of the longitudinal component of the belt gravity force on the section from the drive to the tensioning station, and the tensioning force in the station can be reduced by this value.

A separate issue are conveyors that periodically change the direction of the resultant force vector in the drive, but it is difficult in this case to recommend typical tensioning stations.

In long conveyors with high power requirements, intermediate drives can be used in order to:

- increase the operational capacity or length of the conveyor above its factory data, calculated from the applicability diagrams,
- reduce the maximum belt tension, and thus its required strength,
- facilitate the start-up of conveyors,
- facilitate the braking of conveyors [1].

3. BRAKING – SELECTION OF PARAMETERS, CRITERIA FOR USING ANTI-RETURN BRAKES AND BACKSTOPS

In terms of the construction of conveyors, their conditions of use and applied brakes, conveyors can be divided into three groups:

- 1) Descending conveyors, in which the direction of the braking torque vector is identical to the direction of the driving torque vector,
- 2) Ascending conveyors, where there is a risk of the belt reversing when the loaded conveyor stops,
- 3) Flat and slightly inclined conveyors, in which its own resistance will always stop the conveyor, and the brake is only used to shorten the belt run-out distance after turning off the motors and to protect against uncontrolled belt movement during stopping.

Braking efficiency means ensuring a certain stop for each load condition of the conveyor. The condition for the effective braking process when brakes are installed in the drive unit is, as is known, to ensure frictional coupling between the belt and the drive drums.

Braking safety is a guarantee that there will be no significant slack of the belt at the discharge during braking, loss of spoil from the belt as well as the belt's retraction on the boom and turning point after the braking process is completed or before the next start-up after loosening the braking elements.

When using the program to calculate the conveyor parameters, it should be ensured that braking torque is selected in such a way that the conveyor overrun during braking does not exceed 10 m (note that the braking torque has a negative value). This applies to conveyors operating on slopes from 0° to -14° . Conveyors on inclines from $+1^\circ$ to maximum inclines uphill have a free run (without a brake) which is always less than 10 m when loaded, and empty conveyors require a braking torque of only 9% of the torque of the installed motors to meet this condition.

Overly long braking time due to too weak brake results in:

- the need to use special brake designs, as linings used in traditionally brakes would wear out too quickly,
- the need to extend transfers, sometimes to the capacity of several tons of excavated material, if the receiving conveyor stops faster,

- the risk of the conveyor belt accelerating if the brakes wear out quickly,
- excessive heating of the brakes, creating a potential source of ignition.

Conveyors operating downhill should have a surplus of braking torque also for some rather obvious reasons. If it is necessary to replace the brake lining on a single pair of calipers, then the remaining ones should make it possible to keep the loaded belt still.

When analyzing the data from Table 1, it should be noted that stopping the conveyor too quickly on large slopes may be the reason for undesirable sliding of the excavated material on the belt, while in the case of medium slopes, where a significant braking torque is required to achieve a short run-up of the belt, it is worth considering the division braking moment to

more than one place of operation. One of the solutions here may be belt-to-belt intermediate drive units equipped only with a brake, placed in the conveyor route [2].

On ascending conveyors, the braking system should ensure shortening of the empty run-down of the conveyor after turning off the engines and protection against the belt reversing after stopping. In this case, regulation [3] requires that on a slope of more than 5° , the drive must be equipped with an automatic device to immobilize it after stopping. This function is performed by anti-return backstops. On the other hand, the values of the braking torque during the stopping process, which guarantee the correct running of the belt after switching off the drive, are much lower than the driving torque of the motors.

Table 1
Conveyor braking parameters $B = 1200$ on falls
($N = 500$ kW, $Q = 1200$ t/h, $v = 2.5$ m/s)

Lean α_0 [°]	$L_{\max}$ [m]	P_H/P_N for $L_H = 10$ m	t_H for $P_H = 1.3 P_N$ [s]	L_H for $P_H = 1.3 P_N$ [m]	$t_{H\min}$ [s]
–14	704	1,326	8,696	10,87	7,363
–13	763	1,345	9,201	11,50	4,832
–12	832	1,368	9,802	12,25	3,596
–11	915	1,395	10,525	13,16	2,865
–10	1018	1,428	11,416	14,27	2,381
–9	1148	1,470	12,540	15,68	2,038
–8	1316	1,525	13,992	17,49	1,781
–7	1540	1,598	15,944	19,93	1,582
–6	1864	1,702	18,712	23,39	1,424
–5	2355	1,861	22,961	28,70	1,295
–4	3190	2,133	30,201	37,75	1,188

Designations:

- $L_{\max}$ – the maximum length of the conveyor determined according to DIN 22101 for the output data as in the title of the table,
 P_N – braking force of steady motion (from drive motors),
 P_H – braking force caused by braking devices when stopping the conveyor,
 t_H, L_H – braking time and distance,
 $t_{H\min}$ – the minimum braking time at which the excavated material does not slide down the belt for the material-belt friction coefficient $\mu = 0.285$ (95% of the rubber – carbon coefficient of friction $\mu_{gr} = 0.3$), determined according to the formula

$$t_{H\min} = v / [g \cdot (\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)]$$

According to the data in Table 2, an anti-return with a nominal torque of at least 75% of the drive torque in combination with a brake providing a torque during stopping the conveyor (especially when not loaded) with a value of approximately 10% of the

drive torque is a sufficient guarantee of safety in the case of extreme slopes.

In practice, the installed brakes have a torque comparable to the driving torque, which in effect doubles the protection of the return movement and significantly

reduces the coasting when stopping. However, it is possible to safely perform work on the backstop without the need to empty the conveyor of the transported material.

However, it is not advisable to resign from the installation of the anti-reverse brake, i.e. the “back-stop” in favor of the brake itself, because its absence may cause the belt to retract during the start of the

conveyor (when the brake is released and the motor does not yet have full drive torque) [4]. In order to obtain smooth stopping, it is enough to delay in the operation of the brakes, i.e. to engage the brake in the final phase of the conveyor’s stopping or to install a brake with a variable braking torque, which works with a minimum torque during stopping, and achieves a full braking torque just before stopping.

Table 2
Conveyor braking parameters $B = 1200$ on inclines
($N = 500$ kW, $Q = 1200$ t/h, $v = 2.5$ m/s)

Lean α_0 [°]	$L_{\max}$ [m]	s [m]	s_0 [m]	P_{H0}/P_N for $L_{H0} = 10$ m	P_{BS}/P_N
0	2955	12,07	11,70	0,073	–
1	2100	8,92	12,43	0,077	–
2	1640	7,20	13,20	0,080	0,14
3	1342	6,09	13,94	0,082	0,29
4	1136	5,33	14,63	0,083	0,39
5	986	4,78	15,34	0,085	0,46
6	870	4,35	15,98	0,085	0,52
7	778	4,01	16,54	0,085	0,56
8	704	3,73	17,13	0,086	0,60
9	643	3,51	17,67	0,086	0,63
10	592	3,32	18,23	0,086	0,65
11	550	3,16	18,83	0,087	0,67
12	512	3,02	19,29	0,087	0,69
13	480	2,90	19,90	0,088	0,71
14	452	2,80	20,42	0,088	0,72
15	427	2,70	20,97	0,088	0,74
16	404	2,62	21,55	0,089	0,75

Designations:

- s – free coasting (without brake) of the full conveyor,
- s_0 – free run of an empty conveyor,
- P_{H0} – braking force ensuring a 10-meter run-out of an empty conveyor,
- P_{BS} – the force preventing the belt from reversing, determined as the difference between the vertical component of the gravity of the transported material and half of the conveyor’s resistance $P_{BS} = 1.5 \cdot m_u \cdot g \cdot \sin \alpha - 0.5 \cdot P_N$. Only positive values are included in the table

In uphill working conveyors, there is no need to install special constructions of braking devices with programmable operating characteristics, the value of which sometimes exceeds the cost of other drive components. Such special systems may sometimes be advisable on downhill conveyors where it is particularly important that the brake engages immediately to pre-

vent the belt from accelerating before the braking process begins.

There is another group of users who promote the idea that it is possible to resign from installing brakes in conveyors operating horizontally and at an inclination of up to $+5^\circ$, based on the above-mentioned provision on the use of automatic devices on inclinations

above 5° . This may be possible for some conveyors used in preparatory work in horizontal galleries, but in general conveyors without brakes may have too long run-out of the belt after the drive is turned off and uncontrolled movement of the belt at chutes, turning points and places where the conveyor route runs on a variable incline. However, in the case of transporting people, the requirement to install a brake is absolute, regardless of the inclination, due to the need to effectively stop the conveyor [5].

The most difficult, both in terms of the selection of components and in operation, are conveyors installed in galleries with an inclination between -2° and -3° . Within this range of inclinations, there is a boundary between driven and braked conveyors during steady-state operation. There may be cases of power consumption from $-N_N$ to N_N depending on the degree of filling of the conveyor. In special cases, the power consumption may be zero. Therefore, in this range of inclinations, brakes should be selected as for descending conveyors, while the conveyor structure should be additionally equipped with a tensioning device, compensating for unfavorable phenomena in the belt during braking (e.g. running up of the belt to the discharge).

4. BELT TENSIONING-TENSIONING SYSTEMS AND SELECTION OF THE RIGHT TYPE OF TENSIONING DEVICE

Problems related to incorrect belt tension occur mainly in conveyors operating underground in mining plants. This is mainly due to the fact that conveyors operating on the surface are most often equipped with gravity tensioning stations, which are simple both in terms of construction and calculation. Their proper selection does not pose any problems, as they are easy to describe mathematically and, therefore, tables can be prepared for selecting the weight of the tensioning device. Also, the wrong selection of the device can easily be corrected by changing the number and weight of the loads.

High power surface conveyors are usually equipped with winch tensioning devices. The problem of frictional engagement is solved by means of a sufficiently high initial tension, a high-strength belt (usually with steel cords) and start-up mitigation systems.

The simplest tensioning device with continuous operation is a gravity station, however, in the domestic coal mining industry, in underground conveyors, due to the limited dimensions of excavations, towers with weights are not installed. On the other hand, for the reasons discussed in Chapter 3, heavy brakes are often required on conveyors, and the gravity station can generate significant dynamic forces when braking from the rapid throwing of the tensioning load.

Incorrectly selected tensioning and starting systems causes the following phenomena, which increase operating costs and introduce various types of hazards during conveyor operation:

- slip on the drive drums reducing the durability of linings and bearings,
- variable loads in the range from full loosening to sharp jerking above the permissible loads affecting the life of the belt and its connections,
- knocking out or seizing of bearings in idlers and non-driven and tensioning drums,
- damage to structural elements, in particular fixing and anchoring elements.

The ideal tensioning system should have:

- ensuring proper belt tension for all dynamic states of the conveyor,
- responding to load changes,
- immediate reaction (possibly without “dead zones” of insensitivity),
- automatic operation also after disconnecting the voltage,
- causing the belt tension to be as low as possible.

Unfortunately, winch systems, even those equipped with high-end electronics, give results which are far from expectations. The main problem is the inertia of the winch drives and the considerable power necessary to achieve the follow-up of changes in the tensioning force in relation to the changes in the drive torque. An additional unfavorable phenomenon occurs when the conveyor is switched off under load. Figure 1 shows the course of the force S_2 after the emergency shutdown. The parking force in this case is much higher than the one set on the sensors. As a result, during the next start-up, the belt is slackened instead of tightened. A winch station without automation shows a course of forces such as the forces marked as S_1 , S_2 in Figure 1, i.e. for the correct operation of the conveyor, the initial tension must be

applied much higher than required due to the installed power. Such a tensioning system can be used for medium-power conveyors with lengths not exceeding 800 m. For high-power conveyors and longer lengths, continuous tensioning devices should be used to avoid problems during start-up and braking.

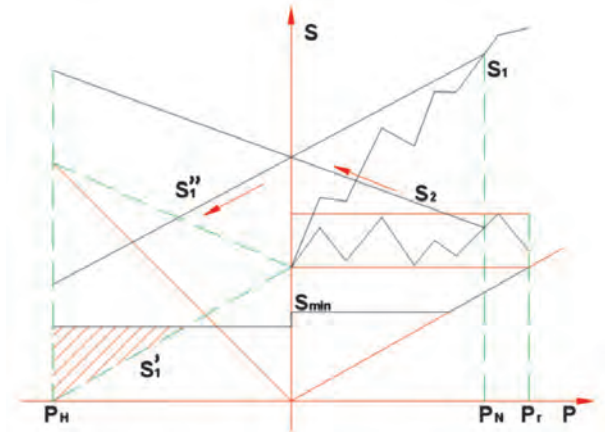


Fig. 1. Winch tensioning – diagram of forces in the drive S_1 and S_2 as a function of circumferential force P

Designations:

- P_N – circumferential force on drive drums for nominal load,
- P_r – circumferential force during start-up,
- P_H – circumferential force required for braking,
- S_1 – force in the belt running over the drive drums,
- S_2 – force in the belt running from the drive,
- S_{min} – the minimum force in the belt determined from the condition of allowable sag of the belt between idler sets.

Hydraulic tensioning has more favorable characteristics than winch tensioning, and the main objection to this type of tensioning is the possibility of excessive sagging of the belt on the side running towards drive during braking. However, this problem can be solved by using a second tensioning system that eliminates this phenomenon [6]. Hydraulic tensioning requires considerable amounts of working medium to ensure continuous operation at start-up in high-power conveyors, which, however, is partly compensated by the use of hydroaccumulators in the system.

Tracking mechanical tensioning (with a rope system), used in the longest and most difficult hauls, is very close to the optimal characteristics of changes in

the tensioning force. A certain limitation of the use of follow-up stations is the need to set higher preloads at inclined conveyors.

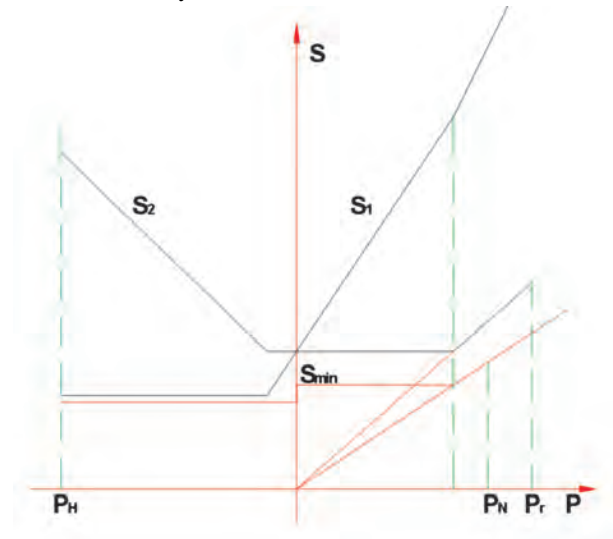


Fig. 2. Follow-up tensioning with constant force module

Figure 2 shows the operation characteristics of the coupled station, which allows the optimal values to be approached [7]. In the insensitivity area of the follow-up station, a constant tension hydraulic unit operates here. The low operating costs of conveyors equipped with new generations of tensioning devices (mainly savings due to the increase in the life of the belt and its connections and drive components) prove that conveyors operating in high-performance hauls should be increasingly equipped with this type of tensioning system.

5. THE USE OF COVERS FOR MOVING ELEMENTS, PLACES OF INSTALLATION AND METHOD OF ASSEMBLY

The scope of application of covers on a belt conveyor is defined by several sources, both standards and health and safety regulations. However, there are no unambiguous regulations regarding mining underground coal conveyors. Records [8] can be used, and dangerous places in conveyors are defined by the standard [9]. However, the basic premise, apart from these specific provisions, should be the principle that, for safety reasons, the operator should not be prevented from cleaning the assemblies or adjusting the belt run. Therefore, the places where scrapers are installed should not be excessively fenced off or devices for removing slurry should be installed.

Adjustment elements should be located in such a way that access to them does not require disassembly of covers. A special place is the loop trolley, but also here you can reduce the risk resulting from the disassembly of the covers, e.g. by using barreled drums, which are much better for guiding the belt, as well as additional guide rollers.

To facilitate the operation of the conveyor, it can be equipped with central lubrication systems. They do not have to be automatic extensive installations, but piping systems led from the grease nipples to one place within the assembly where the grease gun can be safely used.

Communication passages should be separated for the staff and other people moving nearby. Where the dimensions of the excavation do not allow for the construction of passages over the belt, it is often possible to safely fence off the passage between the belts or even under the conveyor.

The danger zone for people staying near the conveyor is the transfer areas. Guards that prevent access to the places between the side restraints and the belt are very important here, as shown in Figure 3. Guards should also protect against impact by falling material.



Fig. 3. Example of the arrangement of the guards of dangerous places (positions shown in red)

6. BASIC PRINCIPLES OF SELECTION OF UNITS IN THE CONVEYOR

Multiple mergers of mining plants and the transfer of unprofitable branches to a mine restructuring company mean that conveyors from different manufacturers may appear in one mining plant, which ensures the correct selection and operation of the equipment under specific tenders. After the warranty expires, these devices are at their user's disposal, but it is not always possible to find a new location where the device can be used under the existing conditions of use. Often, a drive with the power required in a given location is supplemented with other units from conveyors normally used in a given area. Therefore, the assembly of the conveyor from the subassemblies owned by the mine should be preceded by calculations using the software available on the market, not only selecting the required power, but also braking parameters, tensioning forces and the length of the tensioning device run-out. Currently, most mines have such software.

Subassemblies for the conveyor should be adapted to the forces occurring in the conveyor system, so their usefulness should be assessed on the basis of the source

technical and operating documentation of the conveyor from which the given unit comes. It is especially important to check the size of the bearings in the drive and return drums as well as the diameters of the drums for the belt expected in the conveyor. The load capacity of the bearings should ensure their durability of 20,000 hours, or 50,000 hours at specific loads.

The route of the conveyor should guarantee the assumed capacity, therefore the size of the trough should also be checked during the preliminary calculations. Significantly corroded and deformed route elements should not be used.

The diameters of the idlers used in the conveyor should be selected so that their rotational speed does not exceed 600 rpm at the assumed belt speed. For higher rotational speeds, it is necessary to use special roller supports with rollers secured against falling out.

There is no need to connect together units that do not come from the same type of conveyor, if we provide them with individual and reliable fixation while maintaining the axis of the conveyor. This applies in particular to the connection drive – loop or route – turning station. First of all, it is necessary to check the passage of the belt between the units and in the event

of a required height adjustment or a section requiring additional belt support, equip it with additional deflection drums.

If the boom is placed on a stand, when it is not fastened to the drive, the running belt must be additionally shielded in front of the drive.

A separate problem is the selection of the belt and the use of the used belt, but here the rule should be adopted that for important belt haulage it is recommended to buy a new belt and use it later for less responsible departmental haulage and in conveyors for preparatory work.

7. SUMMARY

- 1) The issuance of the EC Declaration of Conformity must be preceded by a risk analysis and assessment [10], confirming the fulfillment of the essential requirements of the Machinery Directive and the ATEX Directive and other, if applicable, based on harmonized standards.
- 2) The supplier of the device is responsible for the safety of the structure. If the declaration is issued by the picker, he is responsible for the correctness of the device. Therefore, it is recommended that the so-called "own sets" subject to voluntary certification.
- 3) Modern mining belt conveyors should always be configured for specific tasks and locations, with particular emphasis on ensuring work safety in transient states.
- 4) Conveyors in which units have been put together by the use rare sometimes operated on the basis of the manufacturer's initial documents, despite the fact that the scope of the interference in the construction is so large that it requires issuing a new declaration of conformity, therefore should always be carefully analyzed the conditions of use specified in the device's instruction manual in terms of compliance with them. The use of units from several manufacturers in one conveyor is a significant interference.
- 5) The use of units owned by mines allows one to reduce the costs of preparing new transport routes, as incomplete devices from decommissioned parts of mining plants can be used as fully-fledged devices after verification, analysis and completion, subject to the above comments.

References

- [1] Wójcicki W.: *Wykorzystanie napędów pośrednich przy modernizacji przenośników taśmowych*. IX Międzynarodowe Sympozjum "Nowe kierunki i doświadczenia w budowie i bezpiecznej eksploatacji taśm przenośnikowych". FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 9–11.05.2001: 121–127.
- [2] Suchoń J.: *Dobór szerokości taśmy hamującej w taśmowych urządzeniach hamujących*. II Międzynarodowe Sympozjum "Aktualne kierunki i doświadczenia w zakresie transportu taśmowego w górnictwie". FTT STOMIL Wolbrom. Ustroń-Zawodzie 9–10.06.1994: 125–134.
- [3] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.2.
- [4] Wójcicki W.: *Stosowanie hamowników przeciwpowrotnych w przenośnikach taśmowych w świetle obowiązujących przepisów i praktyki eksploatacyjnej*. IV Międzynarodowa Konferencja "Nowoczesne przenośniki taśmowe dla węglowego górnictwa podziemnego. Systemy Transportu Kopalnianego". Politechnika Śląska. Ustroń 21–22.06.2001: 251–255.
- [5] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, §677.1.1.
- [6] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Dwukierunkowe napinanie taśmy w przenośniku taśmowym*. <https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html>, 8.8.2019 [15.04.2022].
- [7] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Nadżęzne napinanie taśmy w przenośnikach taśmowych – dobór i rozwiązania konstrukcyjne*. In: *Monografia zbiorowa. KOMTECH – Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2021, <https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1>.
- [8] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.1, pkt 4.12.5.
- [9] *PN-EN 620 Urządzenia i systemy transportu ciągłego Wymagania bezpieczeństwa i EMC dotyczące przenośników taśmowych stałych do transportu materiałów masowych*.
- [10] *EN ISO 12100:2012 Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.

WALDEMAR WOJCICKI, M.Sc., Eng.
betech.pt@gmail.com

MICHAŁ WOJCICKI, M.Sc., Eng.
AGH University of Science and Technology
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
mwojcicki@agh.edu.pl
FAMUR S.A.
ul. Armii Krajowej 51, 40-698 Katowice, Poland
mwojcicki@famur.com

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

Wykorzystanie zapasów magazynowych kopalń do poprawnej kompletacji górnich przenośników taśmowych

W artykule przedstawiono zasady racjonalnego wykorzystania posiadanych w podziemnych zakładach górnictwa węglowego podzespołów przenośników w celu zestawienia kompletnych urządzeń właściwych dla konkretnych lokalizacji i wymaganych parametrów pracy. Ponieważ często są to zespoły od różnych producentów, to użytkownik będzie zobowiązany do przygotowania zbiorczej instrukcji obsługi oraz wystawienia deklaracji zgodności.

Słowa kluczowe: przenośnik taśmowy, zakład górniczy, podzespoły przenośników taśmowych

1. WSTĘP

Przenośniki taśmowe nie wymagają obecnie dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego i są eksploatowane na podstawie Deklaracji Zgodności WE i instrukcji obsługi opracowanej przez producenta. Producentem przenośnika nie zawsze musi być jego faktyczny wytwórca, ale również kompletator, zestawiający urządzenie z gotowych podzespołów. Takim kompletatorem może być również zakład górniczy, który posiada podzespoły ze zdemontowanych urządzeń lub jest w stanie je pozyskać w ramach grupy górniczej na przykład z likwidowanych zakładów. Bardzo ważne jest, aby wraz z pozyskanymi zespołami otrzymać źródłowe dokumentacje techniczno-ruchowe lub instrukcje obsługi. W przypadku napędów powinny być również dokumenty dotyczące przekładni, silników, hamulców i sprzęgieł. Ponieważ wystawienie Deklaracji Zgodności WE jest obwarowane szeregiem wymogów określonych przepisami unijnymi i krajowymi, użytkownik rzadko decyduje się na wystąpienie w roli kompletatora. Często istnieje obawa, że skompletowane urządzenie nie spełni wymagań bezpieczeństwa. W takim przypadku zawsze można do sporządzenia właściwej kompletacji wykorzystać specjalistów z firm zewnętrznych, a gotowe urządzenie poddać dobrowolnej certyfikacji. W dalszej części omówiono decydujące o bezpiecznej eksploatacji przenośnika

zagadnienia związane z określeniem podstawowych parametrów pracy, takich jak dobór napędów, hamulców, urządzeń napinających oraz stosowaniem osłon miejsc niebezpiecznych oraz podstawowe zasady kompletacji podzespołów w przenośniku. Informacje te powinny być pomocne dla przedstawicieli zakładu górniczego zarówno w przypadku, gdy kompletację przenośnika realizują samodzielnie, jak i w przypadku przygotowywania wymagań przetargowych dla firm inżynierskich.

2. PRAWIDŁOWY DOBÓR MOCY I LOKALIZACJI NAPĘDÓW ORAZ INNYCH ZESPOŁÓW W RÓŻNYCH WARUNKACH PRACY

Obecnie instalowane przenośniki nie powinny być konfigurowane na podstawie nomogramów doboru mocy, w których parametry przenośnika są w znacznym zakresie sparametryzowane i zawierają zbyt wiele uogólniających założeń wstępnych. Również w przypadku stosowania dostępnego na rynku oprogramowania służącego do doboru mocy wymagana jest wiedza z zakresu teorii przenośników taśmowych.

Do prawidłowego oszacowania mocy wymagana jest znajomość współczynnika oporów, Który wynika głównie z zastosowanej trasy przenośnikowej, jakości

krążników i taśmy, ilości i rozwiązań konstrukcyjnych bębnow.

Nie można zapominać o oporach skupionych. Ważne jest uwzględnienie długości pętlicy, zwiększonej liczby zgarniaczy oraz odpowiedniej ilości, długości i parametrów geometrycznych przesypów. Znaczna moc jest zużywana przez podparcie ślizgowe taśmy w łożach przesypowych.

Należy przyjąć zasadę, że przenośniki, w których silniki pracują jako maszyny hamujące, powinny wykazywać większy zapas mocy zainstalowanej w stosunku do obliczonej, aby nie doprowadzić do rozbiegania się taśmy (utrąty stabilności ruchu).

Przenośniki, w których w czasie pracy ustalonej w stanie załadowanym występuje moc ujemna (przenośniki hamowane) powinny być konfigurowane z napędami od strony zwrotni. We wcześniejszych konstrukcjach przenośników, które charakteryzowały się znacznymi oporami, granicą tzw. zabudowy na upad był kąt -5° . Obecnie, uwzględniając energooszczędne konstrukcje o niskich oporach, tą granicą może być kąt już nawet -3° .

Stacja napinająca ze względu na funkcję, którą pełni – tzn. zagwarantowania poprawnego sprzężenia ciernego w napędzie oraz prawidłowego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi, powinna zawsze znajdować się po stronie niższych sił w taśmie. W przenośnikach opadających stację należy przewidzieć w rejonie wysypu, a w przenośnikach usytuowanych w wyrobiskach poziomych lub pracujących po wzniosie stacja powinna znajdować się za napędem zgodnie z biegiem taśmy. W przypadku dużych wzniosów (ponad 10°) w celu ograniczenia wymaganej siły w stacji może być ona montowana w rejonie zwrotni. Przy napędzie siła napinająca będzie wyższa o wartość składowej wzdłużnej siły ciężkości taśmy na odcinku od napędu do stacji napinającej i o tę wartość można zmniejszyć siłę napinania w stacji.

Osobnym zagadnieniem są przenośniki okresowo zmieniające kierunek wektora siły wypadkowej w napędzie, ale w takim przypadku trudno polecać typowe stacje napinające.

W przenośnikach długich o dużej wymaganej mocy mogą być stosowane napędy pośrednie w celu:

- zwiększenia eksploatacyjnej wydajności lub długości przenośnika powyżej jego fabrycznych danych, wyliczonych z wykresów stosowności,
- obniżenia maksymalnego napięcia taśmy, a tym samym jej wymaganej wytrzymałości,
- ułatwienia rozruchu przenośników,
- ułatwienia hamowania przenośników [1].

3. HAMOWANIE – DOBÓR PARAMETRÓW, KRYTERIA STOSOWANIA HAMULCÓW I HAMOWNIKÓW PRZECIWPOWROTNYCH

Pod względem konstrukcji przenośników, ich warunków stosowania i zastosowanych hamulców – przenośniki możemy podzielić na trzy grupy:

- 1) przenośniki opadające, w których zwrot wektora momentu hamującego jest identyczny ze zwrotem wektora momentu napędowego,
- 2) przenośniki wznoszące, w których występuje ryzyko cofania się taśmy po zatrzymaniu się załadowanego przenośnika,
- 3) przenośniki płaskie i lekko pochylone, w których opory własne zawsze spowodują zatrzymanie przenośnika, a hamulec służy jedynie do skrócenia drogi wybiegu taśmy po wyłączeniu silników i zabezpieczenia przed niekontrolowanym ruchem taśmy w trakcie zatrzymywania.

Skuteczność hamowania to zapewnienie dla każdego stanu załadowania przenośnika pewnego zatrzymania. Warunkiem skutecznego przeprowadzenia procesu hamowania w przypadku instalowania hamulców w jednostce napędowej jest, jak wiadomo, zapewnienie sprzężenia ciernego między taśmą a bębni napędowymi.

Bezpieczeństwo hamowania to zagwarantowanie, że w trakcie hamowania nie dojdzie do znacznego luzowania taśmy przy wysypie, przepadów urobku z taśmy, a także cofania się taśmy na wysięgniku i zwrotni po zakończeniu procesu hamowania lub przed następnym rozruchem po zluźowaniu elementów hamujących.

Przy korzystaniu z programu do wyliczania parametrów przenośnika należy zwrócić uwagę, aby moment hamowania był tak dobrany, żeby wybieg przenośnika w czasie hamowania nie przekraczał 10 m (pamiętając, że moment hamujący ma wartość ujemną). Dotyczy to przenośników pracujących na pochyleniach od 0° do -14° . Przenośniki na pochyleniach od $+1^\circ$ do maksymalnych pochyłeń po wzniosie mają wybieg swobodny (bez hamulca) zawsze poniżej 10 m w stanie załadowanym, a przenośniki próżne wymagają momentu hamującego tylko na poziomie 9% momentu zainstalowanych silników, aby spełnić ten warunek.

Zbyt długi czas hamowania wynikający ze zbyt słabego hamulca to:

- konieczność wykorzystania specjalnych konstrukcji hamulców, gdyż tradycyjnie stosowane zbyt szybko zużywałyby okładziny hamulcowe,
- konieczność rozbudowy przesypów niekiedy do pojemności kilku ton urobku, jeżeli odbierający przenośnik zatrzymuje się szybciej,

- ryzyko rozbiegania się przenośnika, jeżeli nastąpi szybko postępujące zużycie hamulców,
- nadmierne nagrzewanie się hamulców stwarzające potencjalne źródło zapłonu.

Przenośniki pracujące na upadach powinny posiadać nadwyżkę momentu hamującego również z pewnego dość oczywistego powodu. W razie konieczności wymiany okładziny hamulcowej na pojedynczej parze zacisków – pozostałe powinny dawać możliwość utrzymania w bezruchu załadowanej taśmy.

Analizując dane z tabeli 1, należy zwrócić uwagę, że zbyt szybkie zatrzymanie przenośnika na dużych nachyleniach może być powodem niepożądanego zsuwania się urobku po taśmie, natomiast w przypadku średnich pochyleń, gdzie wymagany jest znaczny moment hamowania dla uzyskania krótkiego wybiegu

taśmy, warto zastanowić się nad podziałem momentu wypadkowego na więcej niż jedno miejsce działania. Jednym z rozwiązań mogą tu być zespoły napędu pośredniego typu taśma–taśma wyposażone tylko w hamulec, umieszczone w trasie przenośnika [2].

Na przenośnikach wznoszących układ hamulcowy powinien zapewniać po wyłączeniu silników skrócenie wybiegu próżnego przenośnika i zabezpieczenie przed cofaniem się taśmy po zatrzymaniu. W tym przypadku przepis [3] wymaga, aby na nachyleniu ponad 5° wyposażyć napęd w urządzenie samoczynne unieruchamiające go po zatrzymaniu. Funkcję tę pełnią hamowniki przeciwpowrotne. Natomiast wartości momentu hamującego w trakcie procesu zatrzymywania, gwarantujące prawidłowy wybieg taśmy po wyłączeniu napędu są znacznie niższe od momentu napędowego silników.

Tabela 1
Parametry hamowania przenośnika $B = 1200$ na upadach
($N = 500$ kW, $Q = 1200$ t/h, $v = 2,5$ m/s)

Pochylenie α_0 [°]	$L_{\max}$ [m]	P_H/P_N dla $L_H = 10$ m	t_H dla $P_H = 1,3 P_N$ [s]	L_H dla $P_H = 1,3 P_N$ [m]	$t_{H\min}$ [s]
–14	704	1,326	8,696	10,87	7,363
–13	763	1,345	9,201	11,50	4,832
–12	832	1,368	9,802	12,25	3,596
–11	915	1,395	10,525	13,16	2,865
–10	1018	1,428	11,416	14,27	2,381
–9	1148	1,470	12,540	15,68	2,038
–8	1316	1,525	13,992	17,49	1,781
–7	1540	1,598	15,944	19,93	1,582
–6	1864	1,702	18,712	23,39	1,424
–5	2355	1,861	22,961	28,70	1,295
–4	3190	2,133	30,201	37,75	1,188

Oznaczenia:

- $L_{\max}$ – długość maksymalna przenośnika wyznaczona wg DIN 22101 dla danych wyjściowych jak w tytule tabeli,
 P_N – siła hamująca ruchu ustalonego (od silników napędowych),
 P_H – siła hamująca wywołana przez urządzenia hamujące w czasie zatrzymywania przenośnika,
 t_H, L_H – czas i droga hamowania,
 $t_{H\min}$ – minimalny czas hamowania, przy którym nie następuje zsuwanie urobku po taśmie dla współczynnika tarcia urobek – taśma $\mu = 0.285$ (95% granicznego współczynnika tarcia guma – węgiel $\mu_{gr} = 0.3$), wyznaczony wg wzoru $t_{H\min} = v / [g \cdot (\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)]$.

Według danych zawartych w tabeli 2 wystarczającym gwarantem bezpieczeństwa w przypadku skrajnych nachyleń jest hamownik przeciwpowrotny o momencie nominalnym równym minimum 75% momentu na-

napędowego w połączeniu z hamulcem zapewniającym moment w czasie zatrzymywania przenośnika (zwłaszcza niezaladowanego) o wartości około 10% momentu napędowego.

W praktyce instalowane hamulce mają moment porównywalny z momentem napędowym, co w efekcie dubluje zabezpieczenie ruchu powrotnego oraz zdecydowanie zmniejsza wybiegi przy zatrzymywaniu. Użytkuje się jednak możliwość bezpiecznego wykonywania prac przy hamowniku bez konieczności opróżnienia przenośnika z materiału transportowanego.

Niewskazane jest jednak rezygnowanie z instalacji hamownika przeciwpowrotnego, czyli „backstopu” na rzecz samego hamulca, gdyż jego brak może powo-

dować cofanie się taśmy w trakcie startu przenośnika (w momencie, gdy luzowany jest hamulec, a silnik nie ma jeszcze pełnego momentu napędowego) [4]. W celu uzyskania płynności zatrzymywania wystarczy wprowadzić opóźnienie w zadziałaniu hamulców, czyli załączać hamulec w końcowej fazie zatrzymywania się przenośnika lub zabudować hamulec ze zmiennym momentem hamowania, który w czasie zatrzymywania rozwija minimalny moment, a tuż przed zatrzymaniem rozwija pełny moment hamujący.

Tabela 2

Parametry hamowania przenośnika $B = 1200$ na wzniosach
($N = 500$ kW, $Q = 1200$ t/h, $v = 2,5$ m/s)

Pochylenie α_0 [°]	$L_{\max}$ [m]	s [m]	s_0 [m]	$\frac{P_{H0}}{P_N}$ dla $L_{H0} = 10$ m	$\frac{P_{BS}}{P_N}$
0	2955	12,07	11,70	0,073	–
1	2100	8,92	12,43	0,077	–
2	1640	7,20	13,20	0,080	0,14
3	1342	6,09	13,94	0,082	0,29
4	1136	5,33	14,63	0,083	0,39
5	986	4,78	15,34	0,085	0,46
6	870	4,35	15,98	0,085	0,52
7	778	4,01	16,54	0,085	0,56
8	704	3,73	17,13	0,086	0,60
9	643	3,51	17,67	0,086	0,63
10	592	3,32	18,23	0,086	0,65
11	550	3,16	18,83	0,087	0,67
12	512	3,02	19,29	0,087	0,69
13	480	2,90	19,90	0,088	0,71
14	452	2,80	20,42	0,088	0,72
15	427	2,70	20,97	0,088	0,74
16	404	2,62	21,55	0,089	0,75

Oznaczenia:

- s – wybieg swobodny (bez hamulca) pełnego przenośnika,
 - s_0 – wybieg swobodny próżnego przenośnika,
 - P_{H0} – siła hamowania zapewniająca 10-metrowy wybieg próżnego przenośnika,
 - P_{BS} – siła zabezpieczająca przed cofaniem się taśmy wyznaczona jako różnica składowej siły ciężkości urobku i połowy oporów przenośnika $P_{BS} = 1,5 \cdot m_u \cdot g \cdot \sin \alpha - 0,5 \cdot P_N$.
- W tabeli ujęto tylko te wartości, które są dodatnie.

W przenośnikach wznoszących nie ma potrzeby instalacji specjalnych konstrukcji urządzeń hamujących o programowalnych charakterystykach pracy, których wartość przekracza czasami koszt pozostałych składników napędu. Takie specjalne systemy mogą być czasami wskazane w przenośnikach pracujących na upadzie, gdzie szczególnie ważna jest bezzwłoczność

działania hamulca, aby nie dopuścić do rozbiegania się taśmy przed rozpoczęciem procesu hamowania.

Istnieje jeszcze druga grupa użytkowników, która propaguje pogląd o możliwości rezygnacji z instalowania hamulców w przenośnikach pracujących w poziomie i na nachyleniu do $+5^\circ$, bazując na przywołanym powyżej przepisie o stosowaniu samoczynnych

urządzeń na pochyleniach powyżej 5° . Może to być możliwe dla niektórych przenośników używanych w pracach przygotowawczych w chodnikach poziomych, ale generalnie przenośniki bez hamulców może charakteryzować zbyt długi wybieg taśmy po wyłączeniu napędu oraz niekontrolowany ruch taśmy na wysypie, zwrotni oraz miejscach, gdzie trasa przenośnika przebiega na zmiennym nachyleniu. Natomiast w przypadku jazdy ludzi wymóg instalacji hamulca jest bezwzględny niezależnie od nachylenia, z uwagi na konieczność skutecznego zatrzymania przenośnika [5].

Najtrudniejsze, zarówno w zakresie doboru podzespołów, jak i w użytkowaniu, są przenośniki zabudowywane w wyrobiskach o nachyleniu między -2° i -3° . W tym zakresie nachyleń występuje granica między przenośnikami napędzanymi a hamowanymi w czasie pracy ustalonej. Mogą tu występować przypadki poboru mocy od $-N_N$ do N_N w zależności od stopnia wypełnienia przenośnika. W szczególnych przypadkach pobór mocy może wynosić zero. Dlatego też w tym przedziale pochyłeń należy dobierać hamulce tak jak dla przenośników opadających, natomiast konstrukcję przenośnika należy doposażyć dodatkowo w urządzenie napinające, kompensujące niekorzystne zjawiska w taśmie w czasie hamowania (np. nadbieganie taśmy na wysyp).

4. NAPINANIE TAŚMY – UKŁADY NAPINAJĄCE I DOBÓR WŁAŚCIWEGO TYPU URZĄDZENIA NAPINAJĄCEGO

Problemy związane z nieprawidłowym napięciem taśmy występują głównie w przenośnikach pracujących pod ziemią zakładów górniczych. Wynika to głównie z faktu, że przenośniki pracujące na powierzchni są najczęściej wyposażane w stacje napinające ciężarowe, które są proste zarówno konstrukcyjnie, jak i pod względem obliczeniowym. Ich właściwy dobór nie nastręcza problemów, gdyż są one łatwe do opisania matematycznie i w związku z tym można sporządzić tabele doboru masy urządzenia napinającego. Również błędny dobór urządzenia można łatwo skorygować przez zmianę ilości i masy obciążników.

Powierzchniowe przenośniki dużych mocy wyposażane są z reguły w urządzenia napinające wciągarkowe. Problem sprzężenia ciernego jest rozwiązywany za pomocą odpowiednio wysokiego napięcia wstępnego, wysokowytrzymałej taśmy (najczęściej z linkami stalowymi) oraz układów łagodzących rozruch.

Najprostszym urządzeniem napinającym o działaniu ciągłym jest stacja ciężarowa, jednak w krajowym

górnictwie węglowym z uwagi na ograniczone gabaryty wyrobisk w przenośnikach dołowych nie są instalowane wieże z obciążnikami. Natomiast z powodów omówionych w rozdziale 3 często trzeba instalować w przenośnikach silne hamulce, a stacja ciężarowa może przy hamowaniu generować znaczne siły dynamiczne pochodzące od gwałtownego podrzucania ciężaru napinającego.

Nieprawidłowo dobrany układ napinający i rozruchowy powoduje następujące zjawiska podwyższające koszty eksploatacji i wprowadzające różnego typu zagrożenia w czasie pracy przenośnika:

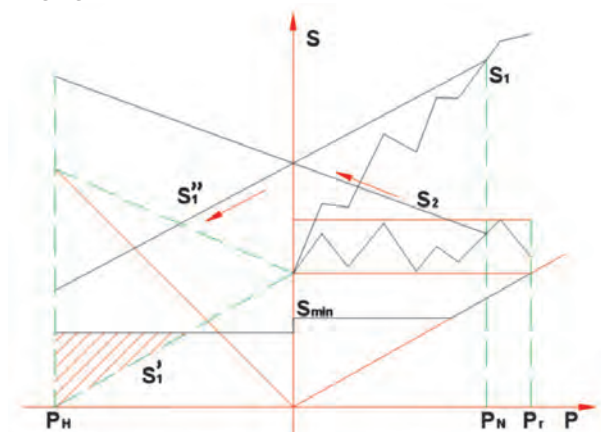
- poślizg na bębnach napędowych zmniejszający trwałość okładzin i łożysk,
- obciążenia zmienne w zakresie od pełnego wyluzowania do ostrego szarpania powyżej dopuszczalnych obciążeń wpływające na żywotność taśmy i jej połączeń,
- wybijanie lub zacieranie się łożysk w krążnikach i bębnach nienapędowych i napinających,
- uszkodzanie elementów konstrukcji, a szczególnie elementów ustalających i kotwiących.

Idealny system napinający powinien charakteryzować się:

- zapewnieniem właściwego napięcia taśmy dla wszystkich stanów dynamicznych przenośnika,
- reagowaniem na zmiany obciążenia,
- reakcją niezwłoczną (możliwie bez “pól martwych” nieczułości),
- automatyczną pracą również po odłączeniu napięcia,
- wywoływaniem napięcia na w miarę najniższym dopuszczalnym poziomie.

Niestety systemy wciągarkowe, nawet wyposażone w wysokiej klasy elektronikę dają efekty dalekie od oczekiwań. Głównym problemem jest bezwładność napędów wciągarkowych oraz znaczna moc niezbędna dla uzyskania nadążności zmian siły napinania w stosunku do zmian momentu napędowego. Dodatkowo niekorzystne zjawisko występuje przy wyłączeniu awaryjnym przenośnika pod obciążeniem. Na rysunku 1 przedstawiono przebieg siły S_2 po wyłączeniu awaryjnym. Siła postojowa jest w tym przypadku znacznie wyższa od nastawionej na czujnikach. W efekcie – w czasie następnego rozruchu następuje luzowanie taśmy zamiast napinania. Stacja wciągarkowa bez automatyki wykazuje przebieg sił taki jak siły zaznaczone jako S_1 , S_2 na rysunku 1, czyli dla poprawnej pracy przenośnika, należy zastosować napięcie wstępne znacznie wyższe od wymaganego z uwagi na zainstalowaną moc. Taki system napinania można stosować dla przenośników średniej mocy o długościach nie przekraczających 800 m.

Dla przenośników dużej mocy i większej długości dla uniknięcia problemów w czasie rozruchu i hamowania powinny być zastosowane urządzenia napinające ciągłego działania.



Rys. 1. Napinanie wciągarkowe – wykres sił w napędzie S_1 i S_2 w funkcji siły obwodowej P

Oznaczenia:

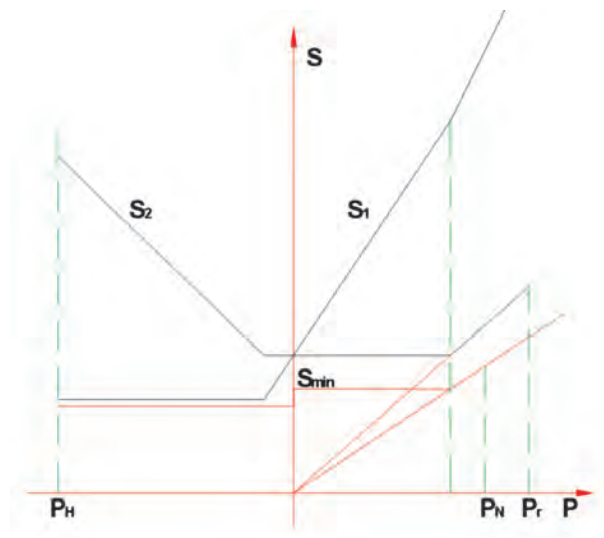
- P_N – siła obwodowa na bębnach napędowych dla obciążenia nominalnego,
- P_r – siła obwodowa w czasie rozruchu,
- P_H – siła obwodowa wymagana przy hamowaniu,
- S_1 – siła w taśmie nabiegającej na bębny napędowe,
- S_2 – siła w taśmie zbiegającej z napędu,
- S_{min} – minimalna siła w taśmie wyznaczona z warunku dopuszczalnego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi.

Napinanie hydrauliczne posiada charakterystykę korzystniejszą od wciągarkowego, a podstawowym zastrzeżeniem do tego typu napinania jest możliwość nadmiernych zwisów taśmy po stronie nabiegającej przy hamowaniu. Problem ten można jednak rozwiązać – stosując drugi układ napinający likwidujący to zjawisko [6]. Napinanie hydrauliczne wymaga znacznych ilości medium roboczego dla zapewnienia nadążności pracy przy rozruchu w przenośnikach dużej mocy, co jednak częściowo kompensuje się przez stosowanie w układzie hydroakumulatorów.

Nadążne napinanie mechaniczne (z układem lino-wym), stosowane w najdłuższych i najtrudniejszych odstawach, bardzo dobrze zbliża się do optymalnej charakterystyki zmian siły napinającej. Pewnym ograniczeniem stosowania stacji nadążnych jest konieczność nastawiania wyższych napięć wstępnych przy przenośnikach nachylonych.

Na rysunku 2 przedstawiono charakterystykę pracy stacji sprzężonej, która umożliwia zbliżenie się do wartości optymalnych [7]. W obszarze nieczułości stacji nadążnej działa tu zespół stałonapięciowy hydrau-

liczny. Niskie koszty eksploatacyjne przenośników wyposażonych w nowe generacje urządzeń napinających (głównie oszczędności ze względu na wzrost żywotności taśmy i jej połączeń oraz elementów napędu) świadczą o tym, że przenośniki pracujące w odstawach wysokowydajnych powinny być w coraz większym stopniu wyposażane w tego typu układy napinające.



Rys. 2. Napinanie nadążne z modulem stałonapięciowym

5. STOSOWANIE OSŁON ELEMENTÓW RUCHOMYCH, MIEJSCA ZABUDOWY I SPOSÓB MONTAŻU

Zakres stosowania osłon na przenośniku taśmowym jest określony przez kilka źródeł. Są to zarówno normy, jak i przepisy BHP. Brak jest jednak jednoznacznych przepisów dotyczących górniczych dołowych przenośników węglowych. Można wykorzystywać zapisy [8], a miejsca niebezpieczne w przenośnikach definiuje norma [9]. Podstawową jednak przesłanką poza tymi określonymi przepisami powinna być zasada, aby dla zachowania bezpieczeństwa obsługi nie uniemożliwiać jej czyszczenia zespołów lub regulacji biegu taśmy. Dlatego nie powinny być nadmiernie odgradzane miejsca instalowania zgarniaczy lub powinny być instalowane urządzenia do odprowadzania ścierów.

Elementy regulacji powinny być tak usytuowane, aby dostęp do nich nie wymagał demontażu osłon. Szczególnym miejscem jest wózek pętlicy, ale również w tym przypadku można obniżyć zagrożenie wynikające z demontażu osłon, np. przez stosowanie bębnow baryłkowanych – znacznie lepiej prowadzących taśmę – jak również dodatkowych rolek kierujących.

Aby ułatwić obsługę przenośnika, można go wyposażać w układy centralnego smarowania. Nie muszą to

być automatyczne rozbudowane instalacje, ale wystarczą systemy przewodów doprowadzonych od gniazd smarowych do jednego miejsca w obrębie zespołu, gdzie można byłoby bezpiecznie używać smarownicy.

Obsłudze oraz innym poruszającym się w pobliżu osobom należy wydzielić przejścia komunikacyjne. Tam, gdzie gabaryty wyrobiska nie pozwalają na zabudowę przejazdów nad taśmą, można często bezpiecznie

nie wygrodzić przejście między taśmami lub wręcz pod przenośnikiem.

Strefą zagrożenia osób przebywających w pobliżu przenośnika są rejonys przesypów. Tu bardzo ważne są osłony uniemożliwiające dostęp do miejsc pomiędzy ograniczeniami bocznymi a taśmą, jak pokazano na rysunku 3. Osłony powinny również zabezpieczyć przed uderzeniem przez spadający urobek.



Rys. 3. Przykład rozmieszczenia osłon miejsc niebezpiecznych (pozycje czerwone)

6. PODSTAWOWE ZASADY DOBORU ZESPOŁÓW W PRZENOŚNIKU

Wielokrotne łączenie zakładów górniczych oraz przekazywanie nierentownych oddziałów do spółki restrukturyzacji kopalń powodują, że w jednym zakładzie górniczym mogą się pojawić przenośniki różnych producentów, którzy zapewniaли poprawny dobór i pracę urządzenia w ramach konkretnych przetargów. Po wygaśnięciu gwarancji urządzenia te są do dyspozycji użytkownika, ale nie zawsze można znaleźć nową lokalizację, gdzie można zainstalować dane urządzenie z zachowaniem dotychczasowych warunków stosowania. Często do napędu o wymaganej w danej lokalizacji mocy dobudowuje się pozostałe zespoły z przenośników normalnie eksploatowanych w danym rejonie. Dlatego kompletowanie przenośnika z podzespołów posiadanych przez kopalnię należy poprzedzić obliczeniami z wykorzystaniem dostępnego na rynku oprogramowania, dobierając nie tylko wymaganą moc, ale również parametry hamowania, siły napinania i długość wybiegu urządzenia napinającego. Obecnie większość kopalń dysponuje takim oprogramowaniem.

Podzespoły do przenośnika powinny być dostosowane do sił występujących w układzie przenośnika, a więc ich przydatność należy ocenić na podstawie źródłowej dokumentacji techniczno-ruchowej przenośnika, z której dany zespół pochodzi. Szczególnie ważne jest sprawdzenie wielkości łożysk w bębnach napędowych i zwrotnych oraz średnic bębnów dla

przewidywanej w przenośniku taśmy. Nośność łożysk powinna zapewniać ich trwałość – 20 tys. lub 50 tys. godzin przy konkretnie wyznaczonych obciążeniach.

Trasa przenośnika powinna gwarantować zakładaną wydajność, dlatego wielkość niecki również należy sprawdzić w czasie obliczeń wstępnych. Nie należy wykorzystywać elementów trasy znacznie skorodowanych i zdeformowanych.

Średnice krążników zastosowanych w przenośniku powinny być tak dobrane, aby przy założonej prędkości taśmy ich prędkość obrotowa nie przekraczała 600 obr/min. Dla wyższych prędkości obrotowych wymagane jest stosowanie specjalnych wsporników krążnikowych z krążnikami zabezpieczonymi przed wypadaniem.

Nie ma konieczności spinania ze sobą zespołów, które nie pochodzą z jednego typu przenośnika, jeżeli zapewniamy im indywidualne i pewne utwierdzenie z zachowaniem osiowości przenośnika. Dotyczy to szczególnie połączeń napęd – pętlica lub trasa – zwrotnia. Należy przede wszystkim sprawdzić przechodzenie taśmy między zespołami i w przypadku wymaganej korekty wysokościowej czy pojawienia się odcinka wymagającego dodatkowego podparcia taśmy wyposażyć go w dodatkowe bębny odchylające.

W przypadku ustawienia wysięgnika na stojaku, gdy nie jest on spięty z napędem, taśma nabiegająca na napęd musi być dodatkowo przed nim osłonięta.

Osobnym problemem jest dobór taśmy i stosowanie taśmy używanej, ale tu powinna być przyjmowana zasada, że do ważnych odstaw taśmowych zaleca się

zakup taśmy nowej, a taśmę używaną wykorzystywać w mniej odpowiedzialnych odstawach oddziałowych oraz w przenośnikach do prac przygotowawczych.

7. PODSUMOWANIE

- 1) Wystawienie Deklaracji Zgodności WE musi poprzedzać analiza i ocena ryzyka [10] potwierdzająca spełnienie zasadniczych wymagań Dyrektywy Maszynowej i Dyrektywy ATEX oraz innych, jeżeli mają zastosowanie, dokonana na podstawie norm z nimi zharmonizowanych.
- 2) Dostawca urządzenia ponosi odpowiedzialność za bezpieczeństwo konstrukcji. W przypadku, gdy deklarację wystawia kompletator, to on odpowiada za poprawność urządzenia. Dlatego zaleca się, aby tzw. składaki poddawać dobrowolnej certyfikacji.
- 3) Nowoczesne górnicze przenośniki taśmowe powinny być zawsze konfigurowane do konkretnych zadań i lokalizacji, ze szczególnym naciskiem na zapewnienie bezpieczeństwa pracy w stanach nieustalonych.
- 4) Przenośniki, w których zespoły zostały zestawione przez użytkownika są niekiedy eksploatowane na podstawie wyjściowych dokumentów producenta, mimo że zakres ingerencji w konstrukcję źródłową jest tak duży, że wymaga to wystawienia nowej deklaracji zgodności, dlatego zawsze należy dokładnie przeanalizować warunki stosowania określone w instrukcji obsługi urządzenia pod kątem ich dotrzymania. Zastosowanie w jednym przenośniku zespołów kilku producentów zalicza się do znacznej ingerencji.
- 5) Wykorzystanie posiadanych przez kopalnie zespołów pozwala na obniżenie kosztów przygotowania nowych ciągów transportowych, gdyż niekompletne urządzenia pochodzące z likwidowanych części zakładów górniczych mogą być wykorzystane jako pełnowartościowe po przeprowadzeniu weryfikacji, analizy i kompletacji z zachowaniem uwag zawartych powyżej.

Literatura

- [1] Wójcicki W.: *Wykorzystanie napędów pośrednich przy modernizacji przenośników taśmowych*, IX Międzynarodowe Sympozjum „Nowe kierunki i doświadczenia w budowie i bezpiecznej eksploatacji taśm przenośnikowych”. FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 9–11.05.2001: 121–127.
- [2] Suchoń J.: *Dobór szerokości taśmy hamującej w taśmowych urządzeniach hamujących*. II Międzynarodowe Sympozjum „Aktualne kierunki i doświadczenia w zakresie transportu taśmowego w górnictwie”. FTT STOMIL Wolbrom. Ustroń-Zawodzie 9–10.06.1994: 125–134.
- [3] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.2.
- [4] Wójcicki W.: *Stosowanie hamowników przeciwpowrotnych w przenośnikach taśmowych w świetle obowiązujących przepisów i praktyki eksploatacyjnej*. IV Międzynarodowa Konferencja „Nowoczesne przenośniki taśmowe dla węglowego górnictwa podziemnego. Systemy Transportu Kopalnianego”. Politechnika Śląska. Ustroń 21–22.06.2001: 251–255.
- [5] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, §677.1.1.
- [6] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Dwukierunkowe napinanie taśmy w przenośniku taśmowym*. <https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html>, 8.8.2019 [15.04.2022].
- [7] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Nadążne napinanie taśmy w przenośnikach taśmowych dobór i rozwiązania konstrukcyjne*. W: *Monografia zbiorowa. KOMTECH – Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2021, <https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1>.
- [8] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.1, pkt 4.12.5.
- [9] *PN-EN 620 Urządzenia i systemy transportu ciągłego Wymagania bezpieczeństwa i EMC dotyczące przenośników taśmowych stałych do transportu materiałów masowych*.
- [10] *EN ISO 12100:2012 Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.

mgr inż. WALDEMAR WÓJCICKI
betech.pt@gmail.com

mgr inż. MICHAŁ WÓJCICKI
Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława
Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
mwojcicki@agh.edu.pl
FAMUR S.A.
ul. Armii Krajowej 51, 40-698 Katowice
mwojcicki@famur.com