

NIEZAWODNOŚĆ EKSPLOATACYJNA ŁOPATEK WIRNIKA PRZY EKSTREMALNYCH STANACH EKSPLOATACYJNYCH

Ing. Dušan Vrbka, Ing. Roman Pospíšil, specjalista wydziału obliczeń,
vrbka@ekolbrno.cz
Ekol, spol. s r.o. Brno

ADNOTACJA

Wieloletnia niezawodna eksploatacja turbiny przy dużym zakresie stanów eksploatacyjnych wymaga użycia odpornego układu łopatkowego. W następującym tekście jest przedstawione postępowanie projektowania i kontroli układu łopatkowego bezpiecznego w eksploatacji. Równocześnie są określone kryteria dla oceny bezpieczeństwa eksploatacji łopatek wirnika i określone granice dla bezpiecznej eksploatacji turbiny w ekstremalnych stanach eksploatacyjnych.

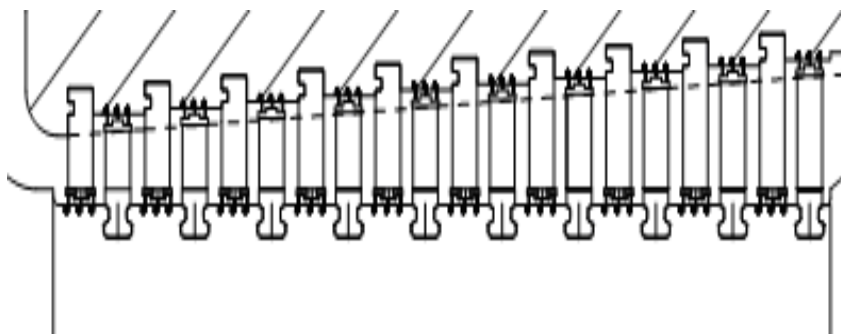
WSTĘP

Firma EKOL już przy projektowaniu turbiny parowej współpracuje z klientem. Turbinę projektuje dla projektowanego punktu eksploatacyjnego. W tym punkcie eksploatacyjnym turbina pracuje z najwyższą sprawnością termodynamiczną a układ łopatkowy turbiny jest optymalnie obciążony. Wskutek zmian wymagań na parę technologiczną ewentualnie moc elektryczną należy eksploatować tą turbinę w stanach eksploatacyjnych, które się istotnie różnią od projektowanego punktu eksploatacyjnego. Przy projektowaniu tych turbin należy korzystać z takiego układu łopatkowego wirnika, który jest w stanie opracować ten duży zakres trybów eksploatacyjnych. Równocześnie należy określić odpowiednie kryteria eksploatacji, które gwarantują bezpieczną pracę łopatek wirnika turbiny i w tych skrajnych trybach pracy wyraźnie różniących się od projektowanego punktu eksploatacyjnego.

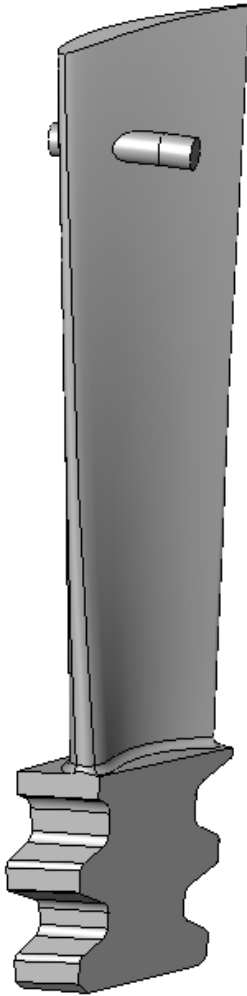
1. KONCEPCJA REAKCYJNEGO UKŁADU ŁOPATKOWEGO EKOL

Firma EKOL używa przeważnie łopatki reakcyjne z integralnym bandażem z zawieszeniem ze skośnymi powierzchniami oporowymi. W razie użycia tych łopatek występuje podczas eksploatacji turbiny, pod wpływem siły odśrodkowej łopatki, jej nakręcenie w rowku zawieszenia, a przez to do wytworzenia możliwego luzu między bandażami. Takie łopatki z integralnym bandażem wytwarzają dookólną połączoną wiązkę, które drga, jako dysk łopatkowy z kołami węzłowymi i średnicami węzłowymi. Te łopatki są stosunkowo krótkie i masywne. Mają wysokie częstotliwości własne a dlatego jako częstotliwość wzbudzącą przewidujemy wzbudzenie o wysokiej częstotliwości od poprzedniego rzędu łopatek statorowych.

Przykład układu łopatkowego pierwszej obejmy parowej turbiny kondensacyjnej



Rys. 1. WP łopatki reakcyjne z integralnym bandażem



W przypadku turbin kondensacyjnych bywają stosowane ostatnie rzędy łopatek wirnika ze zwężającymi się i skręconymi profilami. Na tych łopatkach są używane druty tłumiące przechodzące przez otwory w łopatkach. Podczas wirowania przylegają te druty tłumiące do łopatek, a razem z łopatkami wytwarzają około połączoną wiązkę łopatek. Taka wiązanka drga drganiami dyskowymi podobnie, jako łopatki z bandażem. Ostatnie nakręcane łopatki mają o wiele niższą częstotliwość własną niż krótkie łopatki z integralnym bandażem. Częstotliwość wzbudzająca tych łopatek jest możliwa niska, częstotliwość wzbudzająca 1-6 harmoniczna częstotliwości obrotowej od drgań wirnika, lub od sztywnych przeszkód powodujących nieregularności strumienia pary przed lub za rzędem łopatek.

Rys.2 ostatnia łopatka turbiny kondensacyjnej z drutem tłumiącym

2. CZĘSTOTLIWOŚCI WEWNĄTRZ WIĄZANKI WIĄZANEK ŁOPATEK PRZELOTOWYCH

Ogólnie współczynnik wiązanki m łopatek jest definiowany, jako stosunek rzeczywistej pracy sił wzbudzających R_{Σ} dla łopatki w wiązance, do maksymalnych prac sił wzbudzających R_{\max} dla łopatek bez istnienia powiązania wg L1:

$$\alpha_z = \frac{R_{\Sigma}}{R_{\max}} = \frac{\sqrt{\left[\sum_{n=1}^m A_n \cos\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi \cdot (n-1)}{r}\right) \right]^2 + \left[\sum_{n=1}^m A_n \sin\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi \cdot (n-1)}{r}\right) \right]^2}}{\sum_{n=1}^m |A_n|} \quad (1)$$

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

Na przypadek wiązanki bieżącej łopatek jest współczynnik powiązania α_z :

$$\alpha_{z-prüb} = \frac{\sin(\pi * k)}{r * \sin\left(\pi * \frac{k}{r}\right)} \quad (2)$$

gdzie:

- r ilość łopatek w rzędzie wirnika
- k ilość impulsów wzbudzających na 1 obrót turbiny

Przez związanie łopatek do bieżącej wiązanki w porównaniu z wolną łopatką znacznie zmieniają się charakterystyki częstotliwościowo-modalne, kiedy w razie wiązank łopatek są decydujące rezonanse kształtów wiązankowych oscylacji z średnicami węzłowymi (falami na jego obwodzie). Wskutek działania impulsów wzbudzających na wiązankę łopatek wirnika mogą powstać fale poruszające się lub fala stojąca. Współczynnik powiązania wiązanki przelotowej $\alpha_{z-prüb} \neq 0$ tylko wtedy, jeżeli są spełnione warunki:

a) dla fali poruszającej się w tył

$$f_B = (p*r + w)*n = f_w \quad (3)$$

b) dla fali poruszającej się do przodu

$$f_B = (p*r - w)*n = f_w \quad p = 0, 1, 2, \dots \quad (4)$$

- gdzie:
- w..... ilość fal po obwodzie, ilość średnic węzłowych
 - r..... ilość łopatek wirnika
 - s..... ilość łopatek statorowych
 - f_w częstotliwość własna wiązanki dla w fal po obwodzie
 - f_B częstotliwość wzbudzająca
 - n..... ilość obrotów wirnika [1/s]

Jeżeli ma stator przed sprawdzanym wirnikiem wyższą ilość łopatek niż wirnik, wtedy wiązanka łopatek drga z falą poruszającą się do tyłu a odwrotnie dla niższej ilości statorowych łopatek niż wirnikowych z falą poruszającą się do przodu. To oznacza, że wzbudzenie od poprzedniego statorowego rzędu łopatek może spowodować tylko drgania wewnątrz wiązanki z poruszającą się falą.

c) dla fali stojącej

$$f_B = w*n = f_w \quad (5)$$

Dla $p = 0$ powstaje stojąca fala, która jest w zakresie obrotów eksploatacyjnych niebezpieczna. Ta stojąca fala może być wzbudzona przez wzbudzenie o niskiej częstotliwości od wyższych harmonicznymi częstotliwości obrotowej.

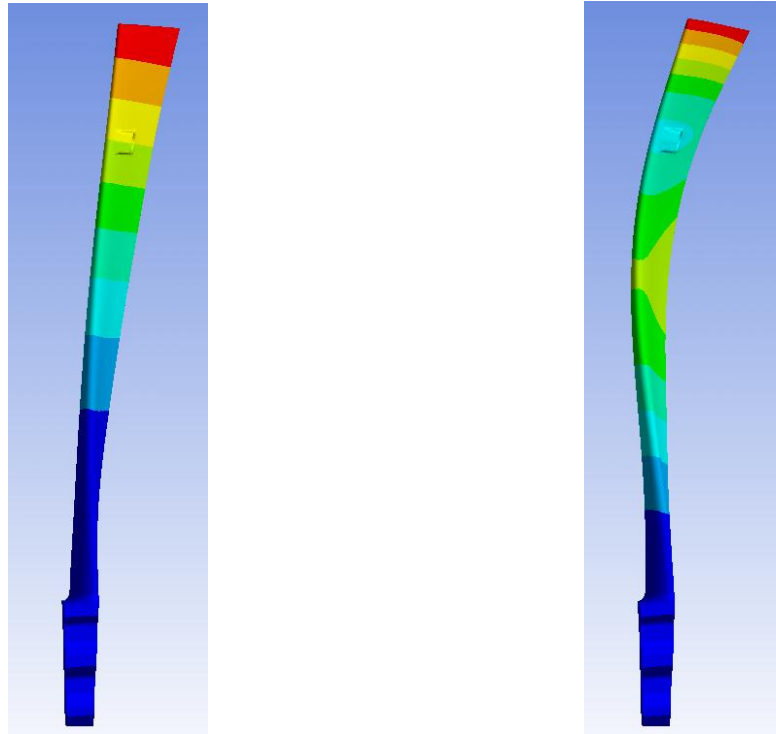
d) Wyjątkowy przypadek może powstać wtedy, kiedy $w = 0$ tj. dla identycznej ilości łopatek wirnika i poprzedniego statora $r = s$. W tym przypadku może być wzbudzony współfazowy kształt drgania z największym obciążeniem łopatek.

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

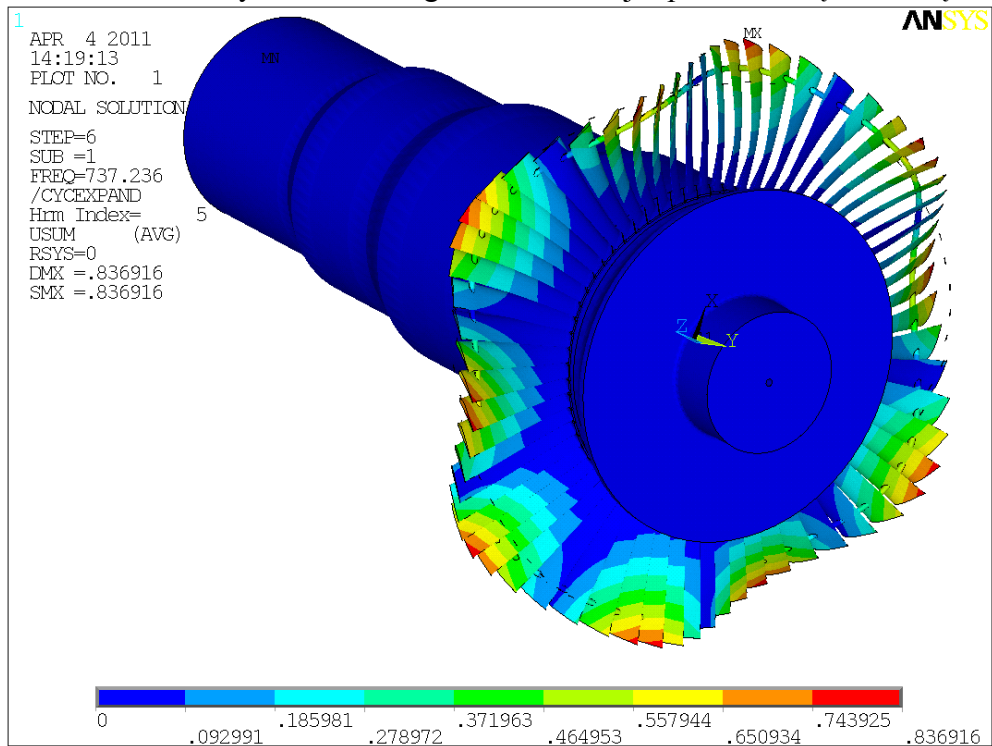
$$f_B = (i*r)*n = f_{syn} \quad (6)$$

W razie wyboru różnych ilości łopatek wirnika i statora ten przypadek nie może powstać.

Przykłady kształtu drgania oddzielnej łopatki i załopatkowanego dysku dla łopatki ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej



Rys.3 Kształt drgania oddzielnej łopatki bez węzła i z węzłem



Rys.4 Drgania dyskowe wiązanki łopatek z drutem tłumiącym bez koła węzłowego z pięcioma średnicami węzłowymi

3. KONTROLA ZESTROJENIA ŁOPATEK W DIAGRAMIE CAMPBELLA.

Przy projektowaniu układu łopatkowego turbiny sprawdzamy na bieżąco wiązanki łopatek wirnika w diagramie Campbella. W przypadku możliwych rezonansów częstotliwości wzbudzających z wewnątrzwiązankowymi częstotliwościami około połączonych wiązań łopatek, wykonamy takie zmiany układu łopatkowego, które możliwości tych rezonansów wykluczą.

3.1. Łopatki z integralnym bandażem

W razie wiązań łopatek z integralnym bandażem, które mają wysokie częstotliwości własne sprawdzamy możliwy rezonans częstotliwości wzbudzających od poprzedniego rzędu statora z wewnątrzwiązankową częstotliwością około połączonej wiązanki łopatek dla znanej ilości średnic węzłowych.

Kontrolę w diagramie Campbella należy wykonać dla każdego rzędu łopatek wirnika, patrz rys. 5.

W diagramie nanosimy na oś poziomą obroty stosunkowe wirnika n/n_j z wyznaczonym pasmem eksploatacyjnym obrotów turbiny. To pasmo określimy w zależności od użycia turbiny.

Dla turbiny z stałymi obrotami (napęd generatora): $n_{\min}/n_j = 0,94$

$$n_{\max}/n_j = 1,04$$

Dla turbiny ze zmiennymi obr. (napęd pompy, sprężarki): $n_{\min}/n_j = (n'_{\min}/n_j)$

$$n_{\max}/n_j = (n'_{\max}/n_j)$$

gdzie: n_{\min}, n_{\max} zakres pasma eksploatacyjnego obrotów w diagramie Campbella

n'_{\min}, n'_{\max} zakres regulowanych obrotów eksploatacyjnych turbiny
 n_j obroty znamionowe turbiny

Dla przelotowych wiązań łopatek w naszym przypadku dla łopatek z integralnym bandażem, nanosimy na oś pionową częstotliwość własną dla współfazowego kształtu drgania wiązanki $f_{A0\min}$, dalej wewnątrzwiązankowe drgania z w-średnimi węzłowymi - falami po obwodzie f_{B0-w} przy czym ilość średnic węzłowych w jest dana różnicą między ilością łopatek wirnika i statora $w = |s-r|$. Tu tą wewnątrzwiązankową częstotliwość wyносimy jako pewnego rodzaju pasmo pod względem wpływu załopatkowania.

Linie proste wychodzące z początku diagramu oznaczają stosunek częstotliwości wzbudzającej f_B/n_j przewidywanego wzbudzenia.

Za niebezpieczne wysokie częstotliwości wzbudzające uważamy pierwszą i drugą częstotliwość harmoniczną wzbudzania od poprzedniego statorowego rzędu łopatek:

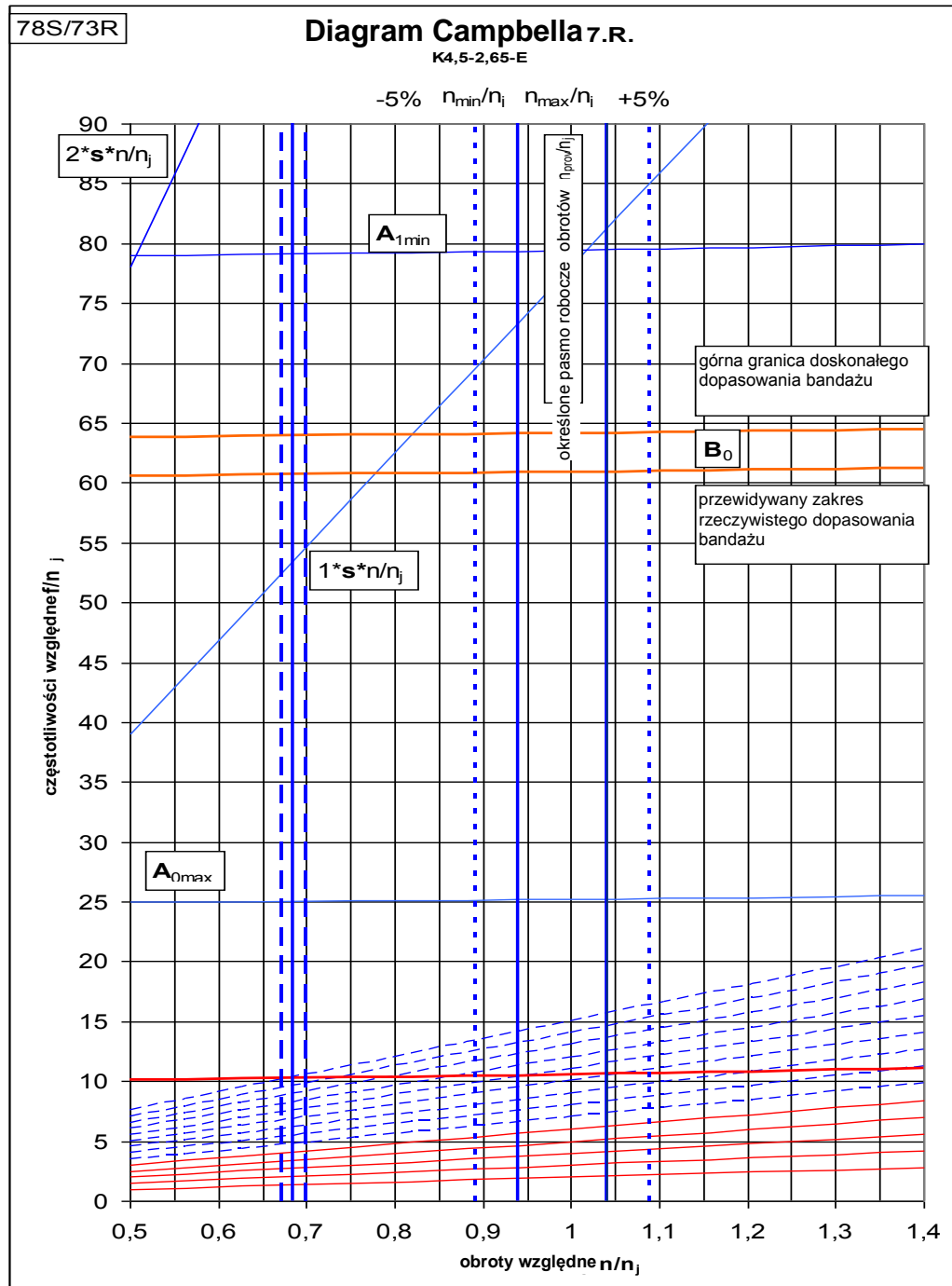
$$f_B/n_j = s_i * n/n_j, \quad f_B/n_j = 2 * s_i * n/n_j.$$

Za niebezpieczne niskie częstotliwości wzbudzające uważamy: $f_B/n_j = (1 \div 6) * n/n_j$

Punkty przecięcia O_{kr} prostych stosunkowych częstotliwości wzbudzających z kreskami wyznaczającymi własne stosunkowe częstotliwości łopatek określają stosunek obrotów krytycznych n_{kr}/n_j , przy których występuje rezonans częstotliwości wzbudzających i częstotliwości własnych łopatek. Te obroty krytyczne są dla stałej pracy

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

niedopuszczalne a przerwy w obrotach przy uruchomieniu turbiny należy wybierać tak, aby leżały poza tymi obrotami krytycznymi.



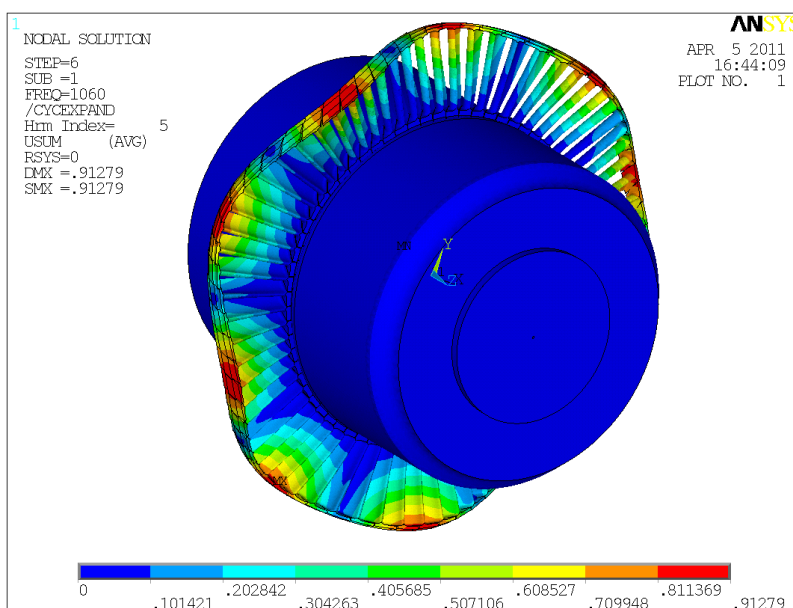
rys.5 diagram Campbella łopatki z bandażem 7R turbiny K5,4-2,65 dla napędu sprężarki.

Na rys.5 jest przykład diagramu Campbella dla siódmego rzędu wirnika turbiny kondensacyjnej K4,5-2,65 E do napędu sprężarki. Dla znanej ilości łopatek statora i wirnika szukamy możliwego rezonansu częstotliwości wzbudzającej od poprzedniego statora z 78 łopatkami i wewnątrzwiązankową częstotliwością łopatek wirnika z pięcioma średnicami węzłowymi.

$$w=(s-r) = 78 - 73 = 5$$

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

Widzimy, że dla wewnątrzwiązkowego kształtu drgania leżą obroty krytyczne poza zakresem obrotów eksploatacyjnych, więc łopatki wirnika mogą bezpiecznie pracować. Dla kształtu współfazowego drgania o kształcie A_{1min} występuje jakoby rezonans w paśmie eksploatacyjnym obrotów, ale nie jest spełniony warunek dla rezonansu wewnątrzwiązkowego kształtu drgania, ponieważ ilość łopatek statora i wirnika jest różna a dlatego współczynnik powiązania dla wiązanki przelotowej jest równy $\mu_{SV} = 0$. Następną możliwością byłoby poluzowanie bandaży sąsiednich łopatek tak, aby każda z łopatek mogła drgać swobodnie a wtedy w paśmie eksploatacji turbiny w paśmie obrotów 6600 min^{-1} doszłoby do rezonansu A_{1min} z piętnastą harmoniczną częstotliwości obrotowej a w paśmie obrotów eksploatacyjnych ($9190-9892$) min^{-1} z (10-12) harmoniczną obrotów eksploatacyjnych. To jest uniemożliwione przez nakręcanie łopatek wirnika i wyeliminowanie luzów między bandażami. Warunkiem jest rzetelna praca łopatkarzy przy montażu łopatek wirnika.



rys. 6. Pokazanie drgań siódmego rzędu wirnika łopatek turbiny K4,5-3,65 E dla napędu sprężarki

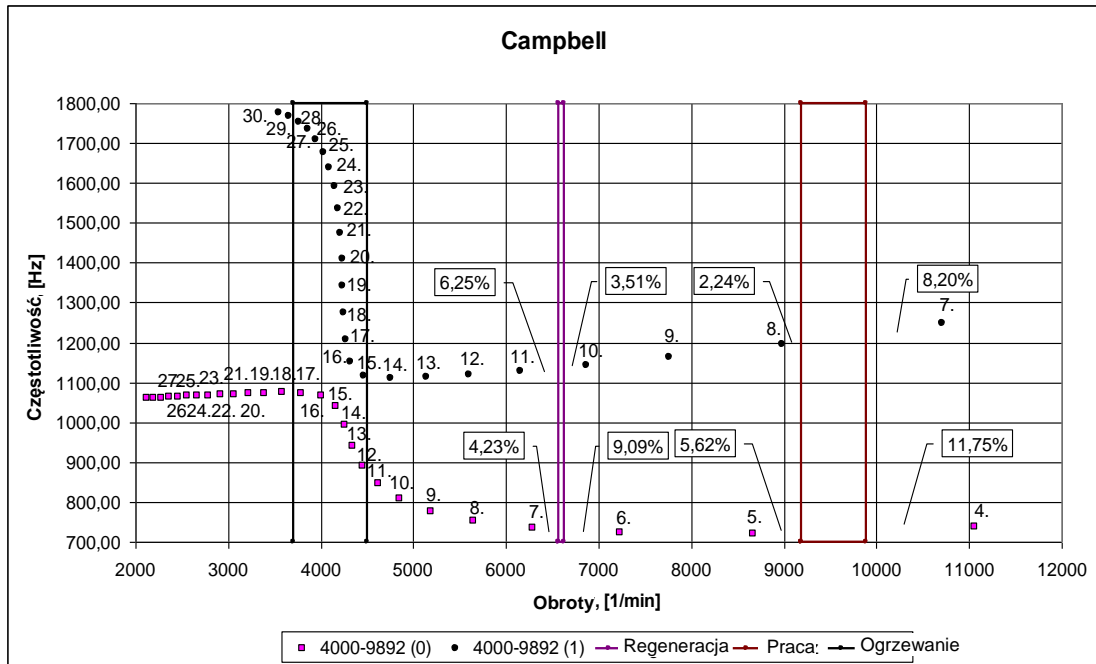
3.2. Nakręcane łopatki z drutem tłumiącym

Dla ostatnich łopatek turbin, które mają stosunkowo niskie częstotliwości własne przychodzą do uwagi niskie częstotliwości wzbudzające. Wiązanka łopatek z drutem tłumiącym drga, jako załopatkowany dysk z średnicami węzłowymi.

Ponieważ ostatnie nakręcane łopatki turbin kondensacyjnych mają o wiele niższe częstotliwości własne, sprawdzamy w diagramie Campbela możliwe rezonanse niskich częstotliwości wzbudzających z własnymi częstotliwościami drgań załopatkowanego dysku dla takiej ilości średnic węzłowych jaka jest wielokrotność obrotów turbiny dla odpowiedniej częstotliwości wzbudzającej. Jak już podaliśmy częstotliwość wewnątrzwiązkową z pięcioma średnicami węzłowymi możemy wzbudzić tylko częstotliwością wzbudzającą z piątą harmoniczną częstotliwości obrotowej. Punkty przecięcia tych częstotliwości wzbudzających z częstotliwością własną wynosimy do diagramu Campbela i oceniamy czy punkt przecięcia O_{kr} leży w eksploatacyjnym paśmie obrotowym turbiny. Jeżeli tak musimy przez zmianę łopatki wirnika, lub zmianę

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

jej powiązania w wiązance posunąć te punkty przecięcia poza eksploatacyjnym paśmie obrotów turbiny.



rys. 7. Diagram Campbella ostatniego rzędu wirnika turbiny K4,5-2,65 E dla napędu sprężarki

4. OCENA BEZPIECZEŃSTWA ŁOPATKI WIRNIKA PRACUJĄCEJ W REZONANSIE

Ostatnia łopatka wirnika przy pracy ze spadem ujemnym (mały strumień objętościowy pary w porównaniu ze znamionowym), jest obciążona obciążeniem statycznym od siły odśrodkowej i naprężeniem zginającym. Ponieważ nie znamy częstotliwości wzbudzającej spowodowanej przez wiry przy niestabilnym przepływie pary przez kanał łopatkowy ostatniego rzędu wirnika, przewidujemy skrajną możliwość, że łopatka jest w rezonansie.

Dynamicznego naprężenia zginania nie można po prostu określić z warunków równowagi zewnętrznych i wewnętrznych skutków obciążających. Jego wielkość w niebezpiecznym przekroju łopatki zależy przy rezonansie nie tylko od wielkości sił wzbudzających, ale i od współczynnika tłumienia łopatek, kształcie drgania łopatek a w razie wiązań i od stosunku fazowego sił wzbudzających.

Z tego powodu, że większość sił wzbudzających ma takie same rozłożenie wzdłuż łopatki, jako zewnętrzne skutki obciążające od przepływu pary, jest wyraz używany do określenia naprężenia dynamicznego σ_{dyn} pochodny od wielkości naprężenia zginającego σ_{op} działającego w niebezpiecznym przekroju łopatki.

Naprężenie dynamiczne dla rezonansu łopatki $f_B = f_d$

$$\sigma_{rez} = \sigma_{op} * \pi/\delta * S_k * H_n * \alpha_z \quad (7)$$

gdzie:

- σ_{op} statyczne naprężenie zginania łopatki od pary (bez uwzględnienia wpływu bandażu lub innego wzmocnienia)
- λ dynamiczny współczynnik wzmocnienia

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

δ	dekrement logarytmiczny stłumienia łopatki
S_k	stosunkowa amplituda siły wzbudzającej
H_n	współczynnik kształtu drgania dla łopatki
α_z	współczynnik wiązanki – w przypadku rezonansu $\alpha_z=1$

Łopátka wirnika jest w kontrolowanym przekroju obciążana naprężeniem pulsującym, którego przeciętny składnik naprężenia $\sigma_m = \sigma_{st}$, i zmienny składnik naprężenia $\sigma_a = \sigma_{dyn}$. Naszym zadaniem jest określić maksymalne naprężenie dynamiczne, które może obciążać łopatkę bez niebezpieczeństwa jej uszkodzenia.

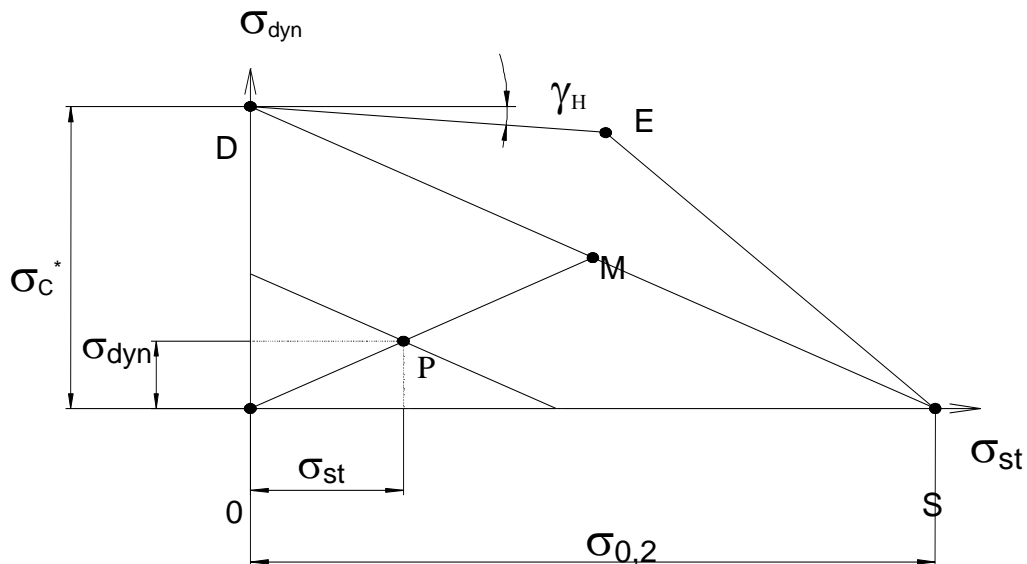
Kontrolę wytrzymałości łopatki wykonujemy metodą nominalnych naprężeń dla nieograniczonej żywotności w diagramie Haigha. Minimalny współczynnik bezpieczeństwa wybieramy na podstawie naszych doświadczeń a zgodnie z wprowadzoną praktyką.

Dla samego obliczenia bezpieczeństwa łopatki używamy modyfikowanego diagramu Haigha, gdzie górną linię graniczną DES zastąpiliśmy odcinkiem DS, patrz rys.8. W tym diagramie pokażemy wynikowe naprężenie w niebezpiecznym przekroju łopatki punktem $P(\sigma_{st}; \sigma_{dyn})$. Dla prostego przeciążania, które jest oznaczone kreską 0PM, określimy współczynnik bezpieczeństwa, jako stosunek odcinków 0M i 0P:

$$k = \frac{0M}{0P} \quad (8)$$

Po wyrażeniu 0M i 0P za pomocą naprężenia i wartości stałych materiałowych otrzymamy wyraz do wyrażenia współczynnika bezpieczeństwa k przy prostym przeciążaniu. Z tego wyrazu dla wybranego bezpieczeństwa wyrazimy naprężenie dynamiczne, które łopátka jeszcze nie uszkodzi.

$$k = \frac{\sigma_{0,2} \sigma_c^*}{\sigma_{st} \sigma_c^* + \sigma_{dyn}^{rez} \sigma_{0,2}}; \quad \sigma_{dyn}^{rez} = \left[\frac{1}{k} - \frac{\sigma_{st}}{\sigma_{0,2}} \right] * \sigma_c^* \quad (9)$$



Rys.8 Diagram Haigha dla łopatki

Dla konserwatywnego szacunku tłumienia łopatki δ , stosunkowej amplitudy siły wzbudzającej S_k i współczynnika kształtu drgania H_k możemy określić z naprężenia σ_{dyn}^{rez}

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

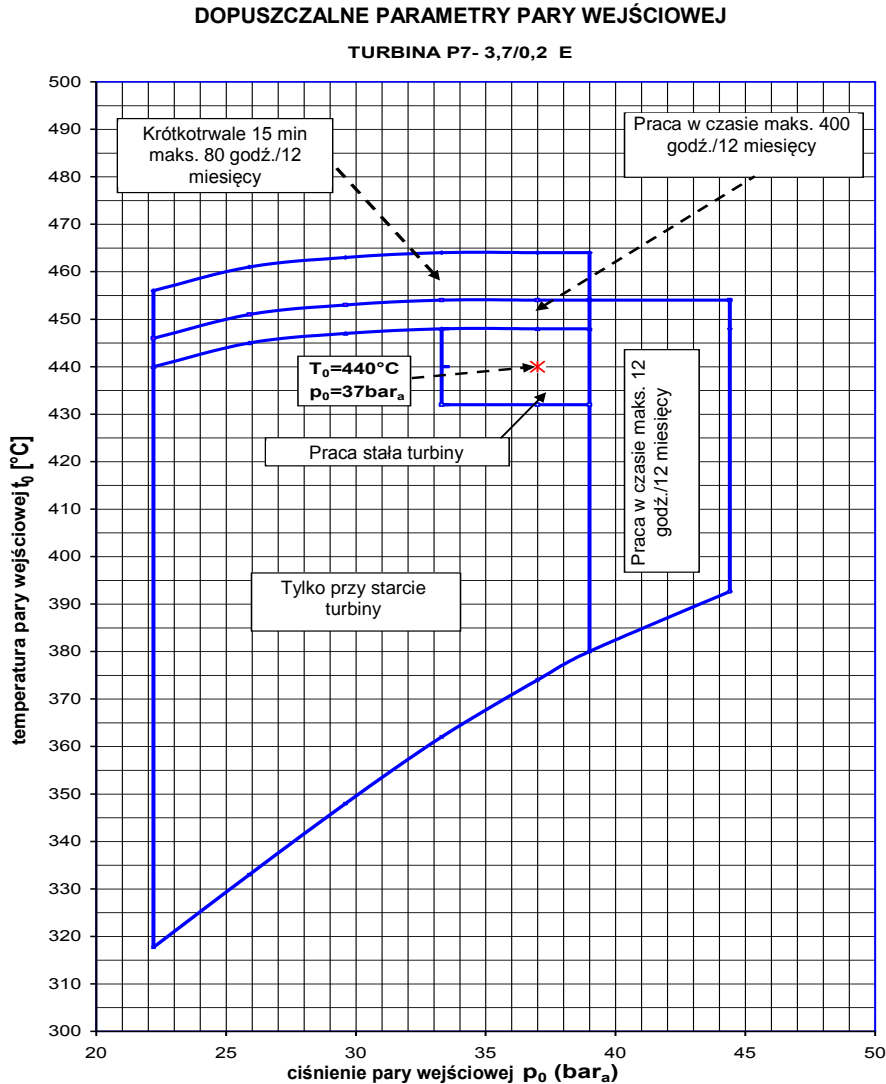
maksymalne naprężenie zginania σ_{op} , które nie uszkodzi łopatki. Chodzi o stany eksploatacyjne łopatki, kiedy przez rząd łopatek przepływa tak mały strumień objętościowy pary, że powstaje przepływ zwrotny w kanałach międzyłopatkowych ocenianego rzędu łopatek.

Dla łopatek z bandażem, które przychodzą do uwagi przy ocenie łopatek wirnika przed upustem regulowanym lub ostatnich łopatek turbin przeciwprężnych można przypuścić dla pracy ciągłej maksymalne naprężenie zginania przy ujemnym obrabianym spadzie na rzędzie wirnika w zależności od temperatury pary [σ_{op}^{provoz}] i do uruchomienia ostrzeżenia [$\sigma_{op}^{výstraha}$].

Dla łopatek nakręcanych z drutem tłumiącym pozwalamy dla pracy ciągłej przy ujemnym obrabianym spadzie na rzędzie wirnika dla temperatury pary $< 80^{\circ}\text{C}$ określamy następujące napięcia zginania w zależności od naprężenia ciągnącego od sił odśrodkowych dla pracy ciągłej i dla ostrzeżenia według wytycznych. Dla startu turbiny są dopuszczalne te naprężenie wyższe. Z wykorzystaniem tych ograniczających obciążeń łopatek możemy sporządzić pasma bezpiecznych stanów eksploatacyjnych turbiny.

5. MOŻLIWE STANY EKSPLOATACYJNE TURBINY, KTÓRE OZNACZAJĄ PRZECIĄŻENIE DLA ŁOPATKI WIRNIKA

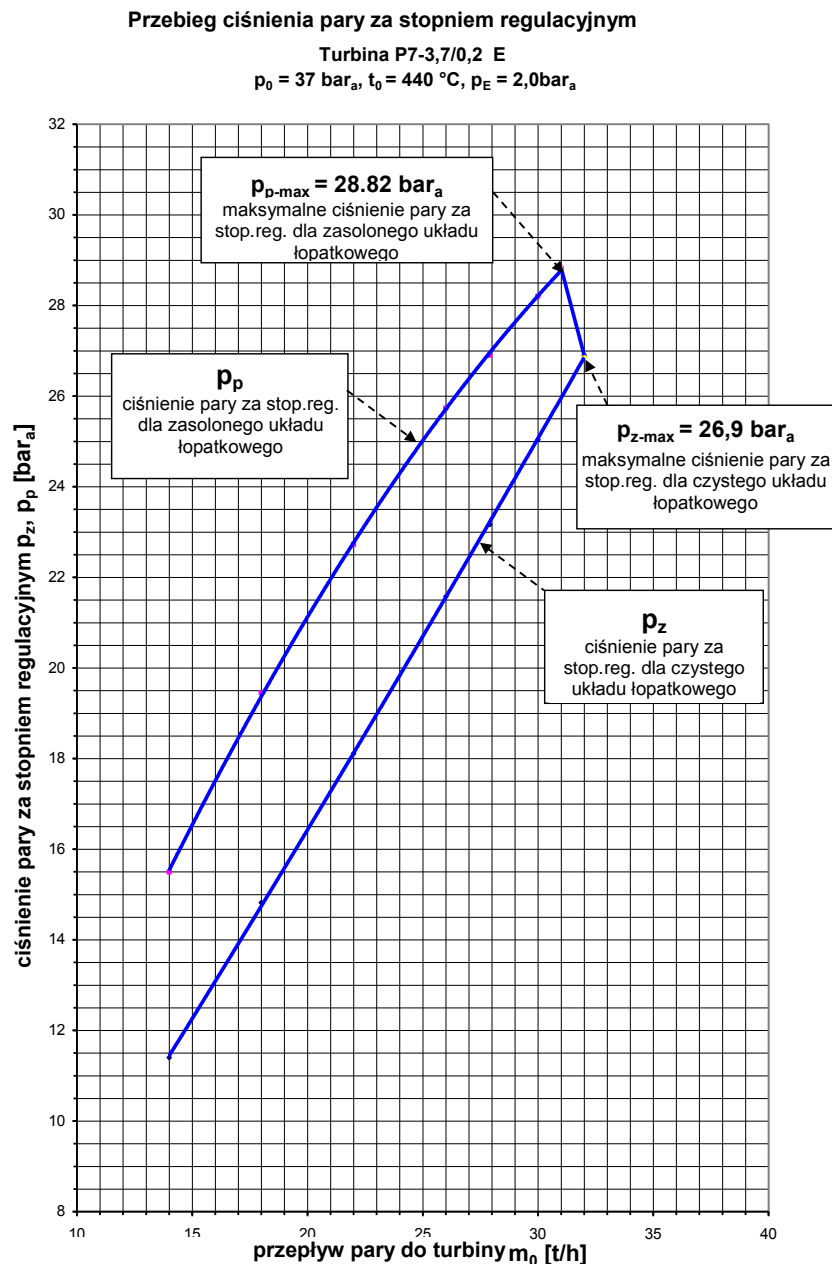
5.1. Eksploatacja turbiny przy maksymalnym przepływie pary z wyższą temperaturą pary niż jest podana w diagramie „Dopuszczalne parametry pary wejściowej“



Rys. 9 Dopuszczalne parametry pary turbiny P7-3,8/0,2

Przy tych warunkach eksploatacyjnych są wprowadzane obciążenia łopatek stopnia regulacyjnego i pierwszej obejmy zwyczajne, proporcjonalne do obrotów turbiny i przepływu pary do turbiny. Pod wpływem wyższej temperatury pary na układ łopatkowy z wirnikiem obniżają się dozwolone obciążenia zawiesi łopatek wirnika stopnia regulacyjnego i łopatek nadciśnieniowych pierwszej obejmy - może dojść do obniżenia ich żywotności. Dlatego w diagramie parametrów wejściowych pary wyznacza się pasmo stałej eksploatacji, gdzie średnia temperatura i ciśnienie pary przed turbiną za 12 miesięcy odpowiadają ciśnieniu znamionowemu i temperaturze pary. Pozostałe pasma są tylko do krótkotrwałej eksploatacji, ewentualnie dla startu turbiny. Każda dodatkowa zmiana parametrów wejściowych pary turbiny wymaga kontrolę wytrzymałości podanych części turbiny.

5.2. Eksploatacja turbiny z zasolonym układem łopatkowym



Rys. 10. Ciśnienie pary za stopniem regulacyjnym - zasolony układ łopatkowy

Do kontroli stanu zasolenia łopatek reakcyjnych służy diagram „Przebieg ciśnienia pary za stopniem regulacyjnym“. Ten diagram podaje dozwolone pasmo eksploatacyjne ciśnienia p_z w zależności od przepływu pary do turbiny m_0 . Eksploatacja turbiny z wyższym ciśnieniem pary za stopniem regulacyjnym niż pozwala ten diagram sygnalizuje eksploatatorowi turbiny zasolony układ łopatkowy. Zasolony układ łopatkowy zawsze powoduje obniżenie termodynamicznej sprawności turbiny, według miejsca największego zasolenia może prowadzić do znacznego wzrostu siły osiowej na łożysko - podwyższenie temperatury łożyska oporowego. Następną niedogodną konsekwencją zasolenia może być lokalne

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

przeciążenie łopatek najwięcej zapchanego rzędu łopatek. Zasolenie może w istotny sposób obniżyć także granice zmęczenia pióra łopatek.

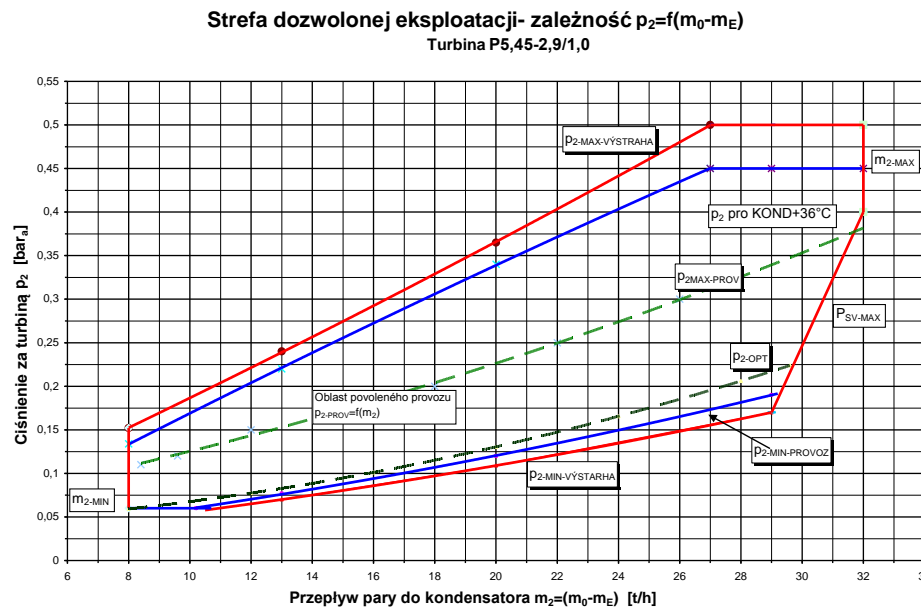
Dlatego należy przyczynom zasolenia, więc jakości wody zasilającej i eksploataowania kotła poświęcać dużą uwagę.

5.3. Eksploatacja turbiny z zewnętrznym upustem nieregulowanym - ograniczenie maksymalnego przepływu pary do upustu

Przepływ pary do upustu nieregulowanego do regeneracji turbiny kondensacyjnej można jednoznacznie określić przez obliczenie a przy projekcie układu łopatkowego skontrolować wpływ upustu na układ łopatkowy. Przy większych nieregulowanych zewnętrznych upustach np. do technologii należy sprawdzić maksymalne możliwe upusty przy maksymalnym przepływie pary do turbiny i określić maksymalny dozwolony przepływ pary do upustu.

Przy zwiększonym upuście jest spadek ciśnienia w miejscu upustu proporcjonalnie do spadku przepływu pary przez układ łopatkowy za upustem i ostatnia łopatka wirnika przed upustem nieregulowanym pracuje z wyraźnie wyższym spadem. Jej naprężenie zginające a przez to i dynamiczne wzrasta. Dlatego jest konieczne już przy projekcie tej części układu łopatkowego liczyć z możliwym przeciążeniem a w razie zaprojektowanej turbiny ograniczyć maksymalny strumień pary do upustu nieregulowanego.

5.4. Eksploatacja turbiny kondensacyjnej z minimalnym strumieniem pary do kondensatora



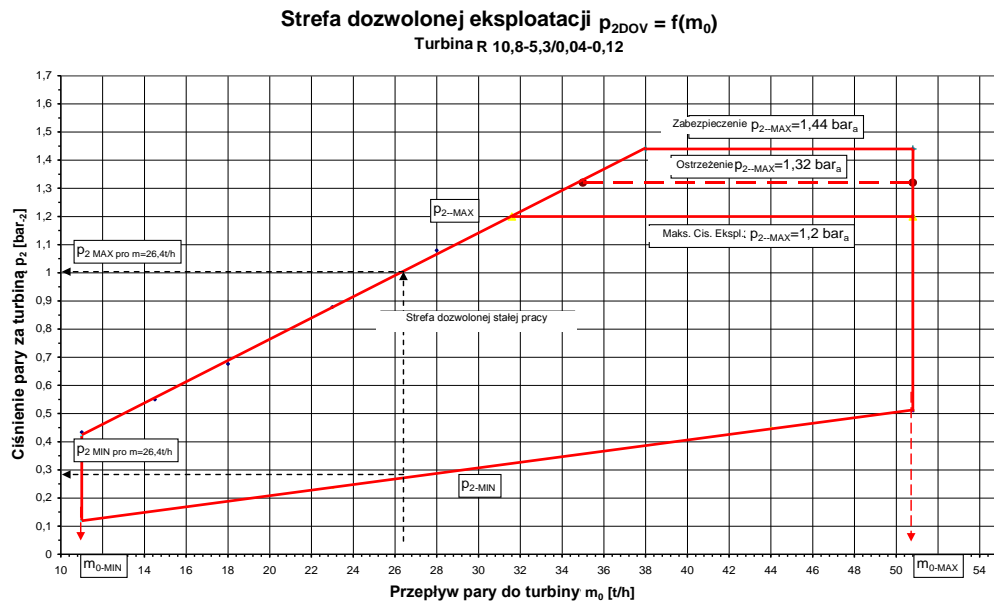
Rys. 11. Strefa dozwolonego ciśnienia $p_2=f(m_2)$ dla turbiny P5,4-2,9/1,0

Pod wpływem obniżonego przepływu pary do kondensatora wprawdzie pod wpływem charakterystyki kondensatora spada ciśnienie za turbiną, ale dla strumienia około 20% nominalnego przepływu pary do kondensatora jest objętość strumienia pary tak mała, że ostatnia łopatka wirnika obrabia ujemny spadek entalpiczny. Dlatego zgodnie z maksymalnym dozwolonym naprężeniem zginania σ_{OP} dla łopatki z w/w drutem tłumiącym, należy wyznaczyć dozwolony zakres

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

eksploatacyjny ciśnienia p_2 w zależności od przepływu pary do kondensatora m_2 . Granice maksymalnego dozwolonego ciśnienia, ewentualnie ostrzeżenia jest wywnioskowana za pomocą maksymalnego dozwolonego naprężenia zginania na ostatniej łopacie wirnika σ_{OP} . Granica minimalnego ciśnienia jest określona przez maksymalne stałe dozwolone obciążenie łopatek. Częścią tego diagramu jest kontrola charakterystyki kondensatora powietrznego do maksymalnej temperatury otoczenia.

5.5. Eksploatacja turbiny przeciwprężnej z minimalnym strumieniem pary do kondensatora

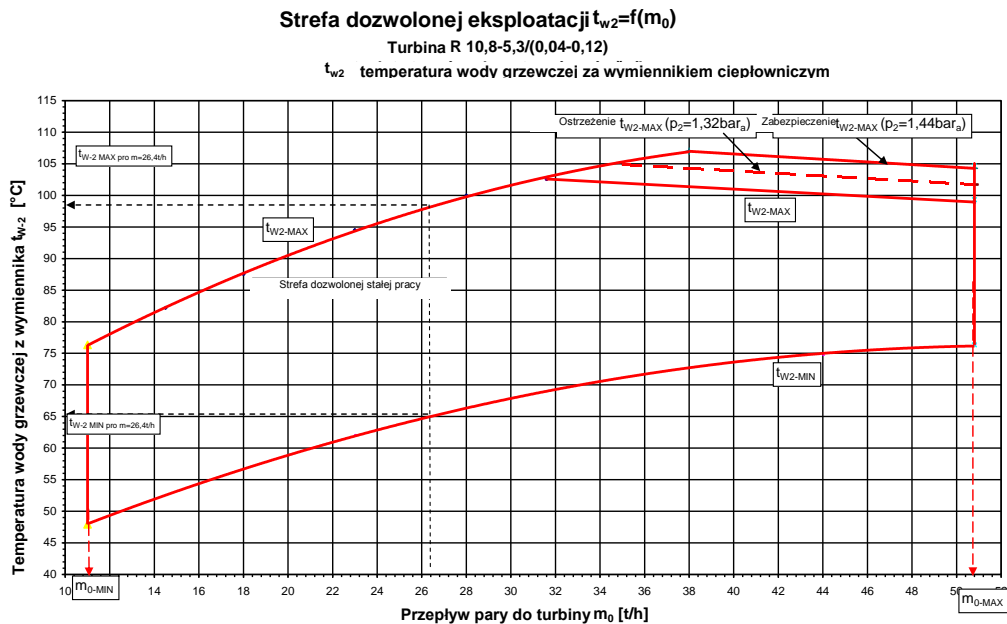


Rys. 12. Ciśnienie $p_2 = f(m_0)$ R10,8-5,3/(0,04-0,12)

Pod wpływem obniżonego przepływu pary do ciśnienia przeciwprężnego przy stałym ciśnieniu za turbiną w istotny sposób spada objętość strumienia pary przez ostatnie łopatki. Dlatego zgodnie z maksymalnym dozwolonym naprężeniem zginania σ_{OP} podanym powyżej, należy wyznaczyć maksymalne możliwe ciśnienie pary za turbiną w zależności od przepływu pary do ciśnienia przeciwprężnego. Po drugiej stronie należy zapobiec przeciążeniu łopatek pod wpływem zbyt niskiego ciśnienia za turbiną. W diagramie, więc wyznaczamy przebieg maksymalnego i minimalnego ciśnienia za turbiną w zależności od przepływu pary do turbiny. Strefa dozwolonego pasma eksploatacyjnego jest w diagramie także ograniczona minimalnym i maksymalnym strumieniem pary do turbiny.

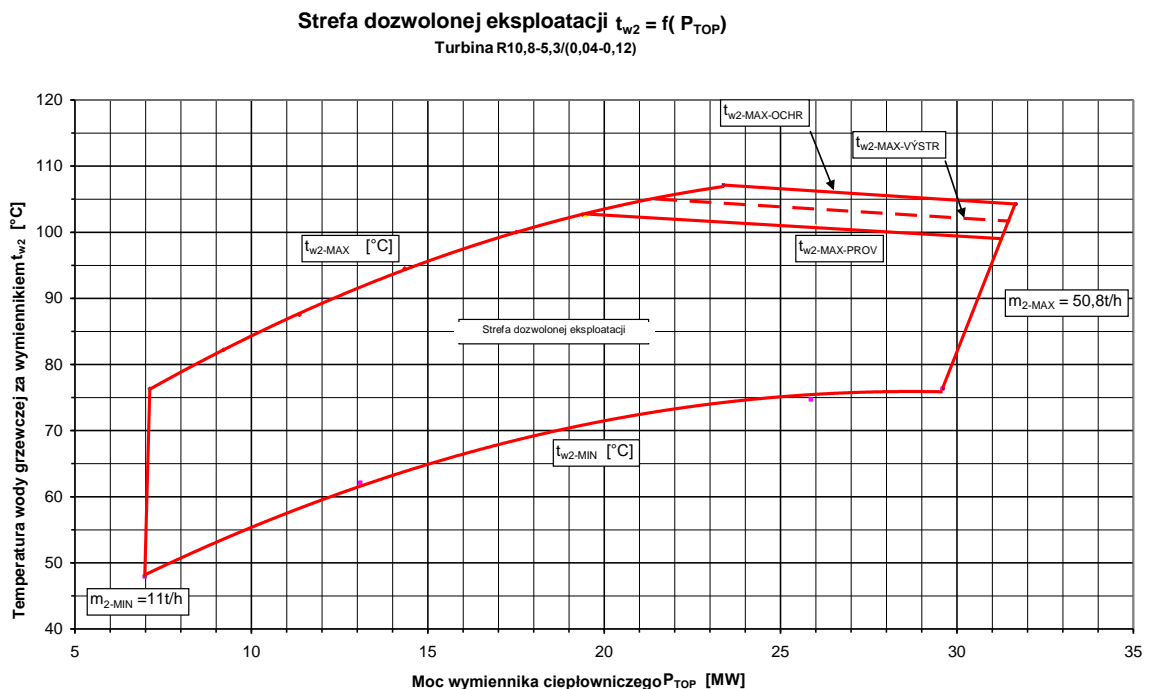
Za pomocą tego diagramu dozwolonych trybów eksploatacyjnych ciśnienia przeciwprężnego turbiny w zależności od przepływu pary do ciśnienia przeciwprężnego sprawdzamy bezpieczeństwo eksploatacji turbiny.

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych



Rys. 13. Temperatura $t_{w2} = f(m_0)$ R10,8-5,3/(0,04-0,12)

Ponieważ niektóre turbiny przeciwprężne pracują razem z wymiennikiem ciepłowniczym jest wygodne ten diagram „Przestrzeń dozwolonej eksploatacji” wyrazić bezpośrednio dla temperatury wody grzewczej za wymiennikiem.



Rys. 14. Temperatura wody grzewczej za wymiennikiem $t_{w2} = f(P_{TOP})$ R10,8-5,3/(0,04-0,12)

Dla różnych mocy wymiennika grzewczego należy osiągnąć zadanej temperatury wody grzewczej na wylocie z wymiennika grzewczego. Dlatego do kontroli dopuszczalności wymaganego stanu eksploatacyjnego danego przez wymaganą

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

temperaturę wody grzewczej za wymiennikiem ciepłowniczym i wymaganą mocą grzewczą wymiennika możemy wygodnie użyć diagramu $t_{w2}=f(P_{TOP})$

5.6. Eksploatacja turbiny z minimalnym strumieniem pary przez reakcyjnym układem łopatkowym przed upustem regulowanym.

Maksymalne ciśnienie we upuście - zależność $p_{E-MAX} = f(m_0)$

Turbina P5,45-2,9/1,0

$t_0=390^{\circ}\text{C}$; $p_0=29 \text{ bar}_a$; $p_E = 10 \pm 1 \text{ bar}_a$

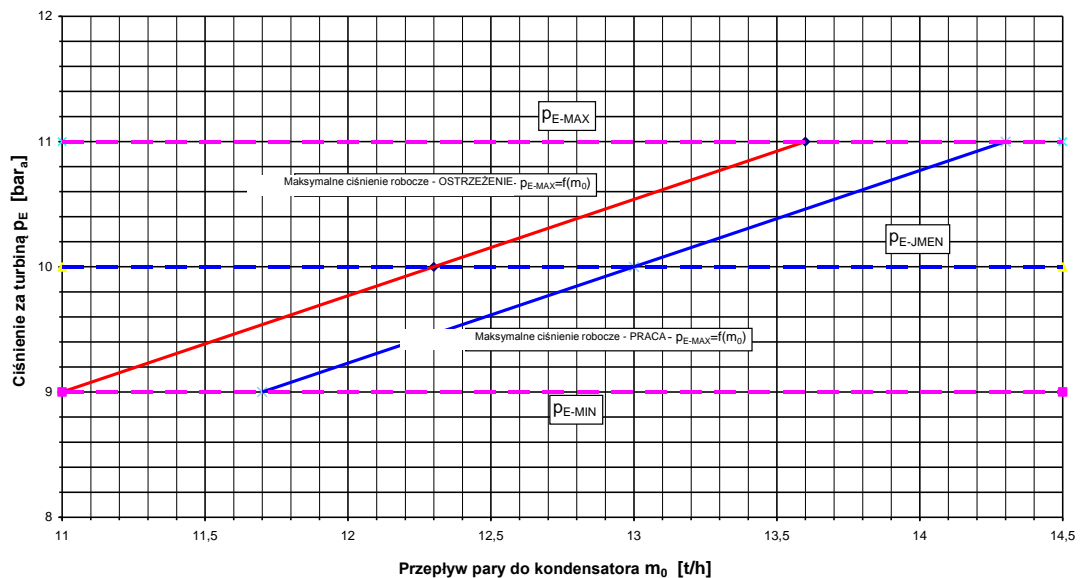


Fig. 15. Ciśnienie $p_{E-MAX}=f(m_0)$ do turbiny z upustem regulowanym

W diagramie dozwolonego ciśnienia w upuście regulowanym $p_{EMAX} = f(m_0)$ rysujemy tylko przebieg maksymalnego ciśnienia w upuście regulowanym dla zakresu nastawienia ciśnienia w upuście regulowanym dla minimalnego strumienia pary do turbiny. Maksymalny strumień pary wychodzi większością wyższy niż jest przepływ turbiny.

6. PODSUMOWANIE

6.1. Zabezpieczenie bezpiecznej eksploatacji łopatek wirnika przy ich projektowaniu

6.1.1. Przez kontrolę nastrojenia własnych częstotliwości dynamicznych wiązańek łopatek reakcyjnych z integralnym bandażem w diagramie Campbela już przy obliczeniu termodynamicznym układu łopatkowego możemy stosunkowo w łatwy sposób wyeliminować zagrażający rezonans wzbudający i częstotliwości własne wiązanki. Bądź przez zmianę częstotliwości wzbudających (zmianę ilości łopatek statora) lub zmianę częstotliwości własnych wiązańek łopatek (zmiana profilu łopatki, zmiana wymiarów geometrycznych bandażu a także przez zmianę różnicy ilości łopatek wirnika i statora.

6.1.2. Pod wpływem niższego współczynnika budzenia napięcia dynamicznego dla wewnątrzwiązańkowych oscylacji wiązanki przelotowej z więcej falami po obwodzie spada napięcie dynamiczne w niebezpiecznym przekroju łopatki.

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

Kształt drgania zbliża się do kształtu drgania oddzielnej łopatki na końcu podpartej (przy wewnątrzwiązkowym drganiu łopatek z więcej falami po obwodzie spada amplituda końca łopatki aż się niemal zatrzyma). Przez to obniży się współczynnik wzbudzenia napięcia dynamicznego ze 100% dla samodzielnej wsadzonej łopatki do 25,2% dla wsadzonej łopatki z podpartym końcem.

- 6.1.3. Pod wpływem związania łopatek do bieżącej wiązanki jest wewnątrzwiązkowy współczynnik powiązania $\alpha_z \neq 0$ tylko przy spełnieniu warunków (5)-(7). Naprężenie dynamiczne łopatek połączonych do wiązanki jest przy rezonansie proporcjonalne do wewnątrzwiązkowego współczynnika powiązania α_z więc przy nastrojeniu kształtu drgania z falami jest wewnątrzwiązkowy współczynnik powiązania $\alpha_z=0$.
- 6.1.4. Pod wpływem wzajemnego poruszania bandaży sąsiednich łopatek przeciwko sobie (przy ilości fal $w \neq 0$) dochodzi do istotnej dyssypacji energii a współczynnik tłumienia δ wzrasta. Przez to spada także współczynnik wzmocnienia dynamicznego przy rezonansie $\lambda_{REZ}=\pi/\delta$, więc łopatka w wiązance jest i przy rezonansie mniej obciążana naprężeniem dynamicznym niż tak samo wzbudzana samodzielna łopatka.

6.2. Zabezpieczenie bezpiecznej eksploatacji łopatek wirnika przez konkretne wyznaczenie zakresu warunków eksploatacyjnych turbiny, kiedy łopatki wirnika będą stale pracować z dużym zakresem niezawodności

- 6.2.1. Dla łopatek stopnia regulacyjnego i łopatek reakcyjnych pierwszej obejmy łopatek jest to diagram dozwolonych parametrów wejściowych pary z oznaczeniem pól dla stałej i przejściowej eksploatacji turbiny.
- 6.2.2. Dla łopatek reakcyjnych a także dla łożyska oporowego turbiny jest ważny diagram zależności ciśnienia za stopniem regulacyjnym pz od przepływu pary do reakcyjnego układu łopatkowego $P_z=f(m_0)$. Ten diagram pomaga eksploataotorowi wykryć zasolenie reakcyjnego układu łopatkowego, co prowadzi do obniżenia mocy turbiny a także może podwyższyć obciążenie łożyska oporowego.
- 6.2.3. Dla łopatek przed upustem nieregulowanym dla innych celów niż ogrzewanie regeneracyjne wody zasilającej jest to maksymalny dozwolony strumień pary do upustu nieregulowanego oceniany dla maksymalnego strumienia pary do turbiny m_0 .
- 6.2.4. Dla łopatek na wylocie z turbiny jest to diagram $p_2=f(m_2)$, który jednoznacznie określa bezpieczne pasmo eksploatacyjne turbiny, jako funkcję przepływu pary do ciśnienia przeciwpięznego i zadanego ciśnienia.
- 6.2.5. Dla łopatek przed upustem regulowanym z turbiny jest to diagram $p_E=f(m_0)$, który jednoznacznie określa bezpieczne pasmo eksploatacyjne turbiny, jako funkcję przepływu pary do turbiny i zadanego ciśnienia w upuście regulowanym.

Niezawodność eksploatacyjna łopatek wirnika przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych

Przez przestrzeganie zasad projektu bezpiecznego układu łopatkowego turbiny i określenia granic bezpiecznej stałej eksploatacji turbiny firma EKOL, spol. s r.o. zapewnia bezpieczną eksploatację turbin i przy ekstremalnych stanach eksploatacyjnych.

LITERATURA

- | | |
|-------------------|---|
| [1] Lewin i kol. | Wibracja i procznost lopatok i diskow parowych turbin |
| [2] Traupel | Termische turbomaschinen |
| [3] Bečvář i kol. | Turbiny cieplne |
| [4] Ambrož i kol. | Turbiny parowe |