

Numerisches Vorstudientool zur Planung der experimentellen Modalanalyse

Haiko Brücher¹, Matthias Wegerhoff², Roland Sottek³

¹ HEAD acoustics GmbH, 52134 Herzogenrath, Email: haiko.bruecher@head-acoustics.de

² HEAD acoustics GmbH, 52134 Herzogenrath, Email: matthias.wegerhoff@head-acoustics.de

³ HEAD acoustics GmbH, 52134 Herzogenrath, Email: roland.sottek@head-acoustics.de

Einleitung

Mögliche Ziele einer experimentellen Modalanalyse sind Troubleshooting, Eigenschaftsabsicherung des untersuchten Objekts (Bauteil/Baugruppe) oder Parametrierung bzw. Validierung eines numerischen Strukturmodell. Je nach Zielsetzung sollen bei geringem Messaufwand kritische bzw. relevante Moden oder gar alle Moden innerhalb eines Frequenzbereiches ermittelt werden. Bei ungeeigneter Wahl der Referenzpunkte können sowohl während der Messvorbereitung und der Datenerfassung als auch bei der anschließenden Auswertung unnötig hoher Aufwand und Unsicherheit bezüglich der Vollständigkeit der Analyseergebnisse resultieren.

Das vorgestellte Verfahren hat zum Ziel, durch effiziente Untersuchung eines vorhandenen numerischen Modells mit geringem Zeitaufwand optimale Referenzpunkte für die experimentelle Modalanalyse zu ermitteln. Das untersuchte numerische Modell muss dabei nicht die exakten Materialparameter enthalten, weil es nicht auf die exakte Frequenzlage der Moden ankommt. Vielmehr ist eine möglichst gute geometrische Übereinstimmung mit dem realen Untersuchungsobjekt wichtig, um die den Moden zugehörigen Bewegungsformen ausreichend genau abzubilden.

Abschließend wird in einer sogenannten „Heatmap“ gezeigt, wie groß jeweils die Toleranz gegenüber ungenau platzierten Referenzpunkten ist. Dies stellt für die Durchführung der experimentellen Modalanalyse einen großen Nutzen dar.

Motivation

Die Qualität und Vollständigkeit einer Modalanalyse hängt unter anderem stark von der Wahl der Referenzpunkte (je nach Messverfahren Anregungs- oder Messpunkte) ab. In [1] wird daher ein Verfahren zur Ermittlung eines optimalen Referenzpunktes vorgestellt. Dies hat zum Ziel, dominante Resonanzen in den gemessenen Transferfunktionen zu erhalten, bei gleichzeitig hohem Signal-Rausch-Abstand. Ungünstig gewählte Punkte können dazu führen, dass einzelne Moden unzureichend oder sogar gar nicht erfasst werden (siehe Abbildung 1). Der optimale Referenzpunkt wird in der Veröffentlichung ([1]) „optimum driving point“ genannt und anhand von als bekannt vorausgesetzten Eigenschwingungsformen ermittelt. Selbst für erfahrene AnwenderInnen ist es je nach Untersuchungsobjekt schwierig, in kurzer Zeit die am besten geeigneten Referenzpunkte zu ermitteln. Somit bleibt während der Messung ein Gefühl von Unsicherheit. Im Falle der Validierung eines numerischen Modells kann es bei unvollständig gemessenen Daten zu einem unbefriedigenden Abgleich zwischen numerischen und experimentellen Daten kommen. Das wiederum führt zu zusätzlichen

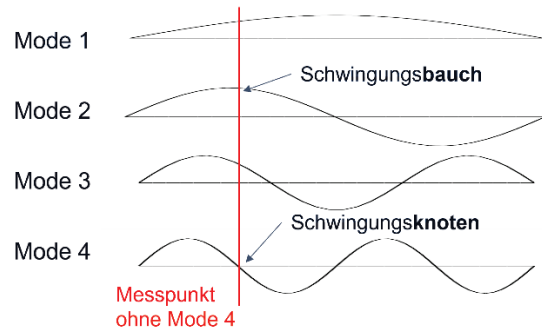


Abbildung 1: Vereinfachte, schwingende Struktur mit 4 Moden. Der hier gewählte Messpunkt liegt im Schwingungsknoten der vierten Mode, weshalb diese Mode bei der Auswertung der experimentellen Modalanalyse nicht erfasst werden kann.

zeitintensiven fachlichen Iterationen zwischen Mess- und BerechnungsingenieurInnen. In [2] wurde das Verfahren auf Basis der Nutzung von numerischen Modellen angewendet und konnte bei der Planung von experimentellen Modalanalysen wertvoll unterstützen. Die grundlegende Idee der Nutzung von numerisch berechneten Eigenschwingungsformen für die experimentelle Modalanalyse wird in dieser Veröffentlichung aufgegriffen, allerdings ist der mathematische Ansatz ein anderer und die Verarbeitung der Daten ist auf zahlreiche Freiheitsgrade, kommend aus dem Simulationsmodell, spezialisiert.

Ausgangssituation

Liegt ein numerisches Finite-Elemente- oder Mehrkörper-Simulations-Modell (FE/MKS-Modell) des zu vermessenden Objekts vor, können daraus bereits Informationen über die geeignete Referenzpunktwahl gezogen werden. Dieser Mehrwert ergibt sich selbst dann, wenn es sich um ein grobes Modell handelt, welches noch keinen Validierungsmaßnahmen unterzogen wurde. Als Ergebnis der numerischen Eigenfrequenzanalyse lassen sich unter anderem kinetische/potenzielle Energie sowie Auslenkungen untersuchen. Eine übliche Vorgehensweise dafür ist der visuelle Vergleich der Eigenformen im Post-Processing und der damit einhergehende Versuch, für große Gruppen von Moden gemeinsame Bereiche auf der Oberfläche des Untersuchungsobjektes zu finden, an denen Energie bzw. Auslenkung ausreichend stark ausgeprägt sind. Sobald komplexe Geometrien, ungleichmäßig verteilte Steifigkeiten, beispielsweise durch Rippen, vorliegen und ggf. gleichzeitig hohe Frequenzgrenzen erreicht werden sollen, ist die beschriebene Vorgehensweise mit erheblichem Aufwand verbunden und erfordert viel Erfahrung.

Minimierungsproblem

Das vorgestellte Verfahren vergleicht die Eigenformen anhand der aus einer Eigenfrequenzsimulation exportierten Eigenschwingformtabelle (Abbildung 2). Darin werden die Freiheitsgrade (DOFs, engl. degree of freedom) durch die Zeilen und die Moden durch die Spalten repräsentiert. Die farbige Kodierung entspricht der Auslenkung. Um alle Moden gleichberechtigt zu behandeln, müssen die Auslenkungen jeweils auf die maximale Auslenkung normiert sein. Darüber hinaus muss vom Anwender ein Schwellwert definiert werden, über dem die normierte Auslenkung liegen muss, damit eine Mode durch einen potenziellen Referenz-DOF (RDOF) jeweils als ausreichend repräsentiert gewertet wird.

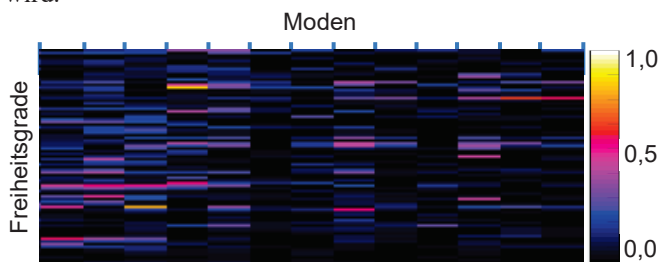


Abbildung 2: Aus der Eigenfrequenzsimulation exportierte Eigenschwingformtabelle. Die farbige Kodierung entspricht den normierten Auslenkungen.

In der Eigenschwingformtabelle wird nun das beste Set mit der minimalen Anzahl benötigter RDOFs gesucht, mit dessen Kombination die normierten Amplituden für sämtliche Moden über dem gewählten Schwellwert liegen. Bei unbekannter Anzahl benötigter Referenzpunkte ergibt sich nach Gleichung (1) bei n DOFs eine riesige Fülle potenzieller Kombinationsmöglichkeiten N_{pot} [3], welche bei großen Simulationsmodellen eine voll faktorielle Untersuchung unwirtschaftlich bis unmöglich machen.

$$N_{pot} = \sum_{k=1}^n \frac{n!}{(n-k)! k!} \quad [-] \quad (1)$$

Der in der Eigenschwingformtabelle enthaltene Datensatz muss also effizient reduziert werden, ohne dabei wertvolle Informationen zu vernachlässigen. Dafür wird er zunächst in eine Binärmatrix überführt, indem alle Werte, welche unter dem gewählten Schwellwert liegen, zu null, der Rest zu eins gesetzt werden. Mit dem folgenden rekursiv-iterativen Ansatz wird zunächst eine Kombination aus RDOFs als lokales Optimum ermittelt:

1. Ermittlung der DOFs (Zeilen), welche die meisten und welche keine Moden anregen: Bildung der Summe über die Zeilen. Löschen der „Null-DOFs“.
2. Zwischenspeichern der DOFs mit den maximalen Zeilen-Summen als jeweils erster potenzieller RDOF des optimalen Sets an RDOFs. Für jeden dieser potenziellen RDOFs wird nun ein „Pfad“ eingeschlagen.
3. Zwischenspeichern der durch den jeweiligen pot. RDOF repräsentierten Moden-IDs. Weitere Reduktion der Matrix durch Löschen der zugehörigen Spalten.
4. Erneute Summenbildung über die Zeilen.

5. Zwischenspeichern der DOFs mit den maximalen Zeilen-Summen als jeweils nächster pot. RDOF des optimalen Sets an RDOFs. Für jeden dieser potenziellen RDOFs wird nun ein erneut abzweigender „Pfad“ eingeschlagen.
6. Wdh. von 3.-5., bis keine Spalten mehr übrig sind.

Die kürzeste „Pfadlänge“ bestimmt, wie viele RDOFs mindestens benötigt werden, um sämtliche Moden zu erfassen. RDOF-Sets, welche „längeren Pfaden“ entsprechen, werden verworfen. Es verbleiben mehrere potenzielle Sets an RDOFs, für die nun reduzierte Eigenschwingformtabellen gebildet werden können. Durch Einsetzen der ursprünglich den jeweiligen DOF-Zeilen entsprechenden normierten Auslenkungen, welche oberhalb des Schwellwertes liegen, kann nun eine Beurteilung darüber erfolgen, welches RDOF-Set das lokale Optimum darstellt; nämlich jenes, bei dem das Minimum der normierten Auslenkung maximal ist.

Um nun das globale Optimum zu erhalten, wird der ermittelte Wert als neuer Schwellwert definiert und der gesamte Prozess erneut angestoßen. Dies erfolgt iterativ so lange, bis die minimale Anzahl benötigter RDOFs steigt. Aus dem vorletzten Iterationsschritt geht somit das global optimale Set an RDOFs hervor. Jedem RDOF werden die jeweils bestmöglich angeregten Moden zugeordnet.

Darstellung in der 3D „Heatmap“

Ist das optimale RDOF-Set gefunden, können diese im numerischen Modell beispielsweise durch farbige Hervorhebung visualisiert werden. Dabei fehlt jedoch die Information darüber, wie groß jeweils die Toleranz gegenüber ungenau platzierten Referenzpunkten ist. Dazu wird eine „Heatmap“ eingeführt, die AnwenderInnen durch „warme“ und „kalte“ Farben ein Gefühl für diese Toleranz vermittelt.

In einem beliebig wählbaren Radius wird um die zu den jeweiligen RDOFs gehörenden geometrischen Punkte eine virtuelle Kugel aufgespannt. Nun wird für sämtliche Knotenpunkte innerhalb der Kugel die minimale normierte Auslenkung der zum jeweiligen Referenzpunkt gehörigen Moden ermittelt und in eine Farbe überführt.

Anwendungsbeispiel

Demonstrator

Als Anwendungsbeispiel dient eine real existierende Drehmomentstütze (Abbildung 3). Von dieser wird aus einem 3D-Scan ein FE-Modell abgeleitet. Als Materialparameter für die Simulation werden durchschnittliche Dichte und E-Modul von Aluminium verwendet.

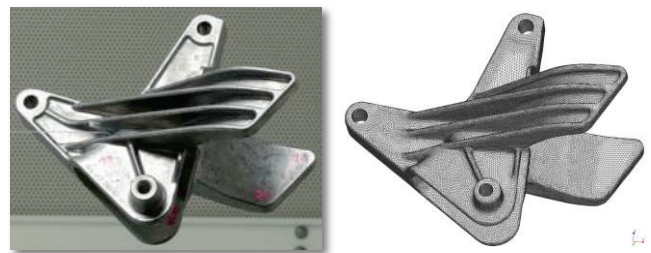


Abbildung 3: Drehmomentstütze als reales Bauteil (links) und Finite-Elemente-Modell (rechts).

Ermittlung des optimalen Referenzpunktes und Darstellung in der „Heatmap“

Am FE-Modell wird in MSC Nastran eine Eigenfrequenzanalyse durchgeführt. Dabei werden normierte Auslenkungen für sämtliche Oberflächenknoten in die Eigenschwingformtabelle geschrieben. Die Anwendung der vorgestellten Methode ergibt, dass ein einziger Punkt ausreicht, um sämtliche Moden bis 4800 Hz anzuregen.

Bei der Betrachtung der „Heatmap“ (Abbildung 4) wird deutlich, dass der Toleranzbereich um den global als optimal bestimmten Referenzpunkt sehr schmal ist. Direkt daneben liegt ein als ungeeignet bewerteter Bereich. Aus einer ungenauen Platzierung des Sensors/der Anregung oder aber leichten Abweichungen in der Geometrie des FE-Modells könnten im Experiment gegebenenfalls geringere Amplituden für einzelne Resonanzen resultieren, was sich in einem geringen Signal-Rausch-Abstand niederschlagen würde. Daher wird in den folgenden Untersuchungen der in Abbildung 4 mit einem Pfeil markierte, etwas breitere Bereich für die Platzierung des Referenzpunktes gewählt.

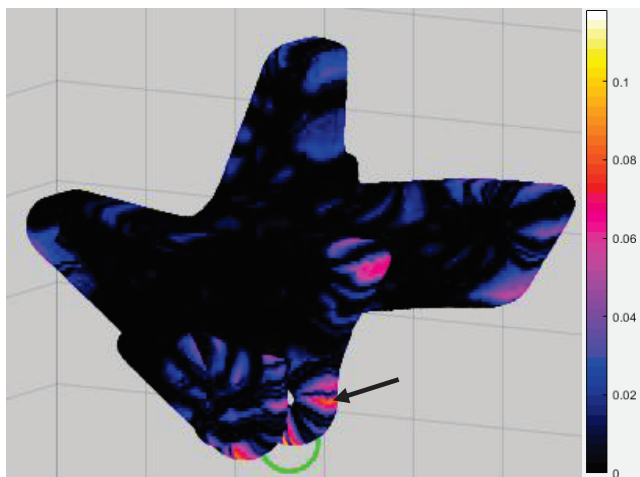


Abbildung 4: Darstellung von Toleranzbereichen für die Wahl eines für die experimentelle Modalanalyse an der Drehmomentstütze geeigneten Referenzpunktes. Der grüne Kreis markiert den als optimal bewerteten Referenzpunkt. Der Pfeil markiert den Bereich für die Platzierung des Referenzpunktes für nachfolgende Untersuchungen.

Numerischer Nachweis

Aus der Eigenschwingformtabelle lassen sich neben den für die Wahl des Referenzpunktes besonders gut geeigneten Bereichen auch besonders schlecht geeignete Bereiche ermitteln, in denen sämtliche Moden besonders geringe Auslenkungen erfahren. Diese Bereiche eignen sich wiederum jedoch besonders gut für die Lagerung in der experimentellen Modalanalyse, da sie einen sehr geringen Einfluss auf das Eigenverhalten des untersuchten Objekts haben. Nachfolgend werden numerisch ermittelte Eingangsinertanzen, d.h. das Verhältnis von Beschleunigung zu Kraft am Kräfteinleitungspunkt selbst, für drei verschiedene Punkte verglichen (Abbildung 5 und Abbildung 6). Der als „Best“ bezeichnete Punkt entspricht dabei dem zuvor als optimal gewählten Referenzpunkt. „Worst“ geht aus der Untersuchung der Eigenschwingformtabelle als bester Lagerungspunkt hervor. „Random“ ist ein beliebig gewählter Punkt auf der Drehmomentstütze.

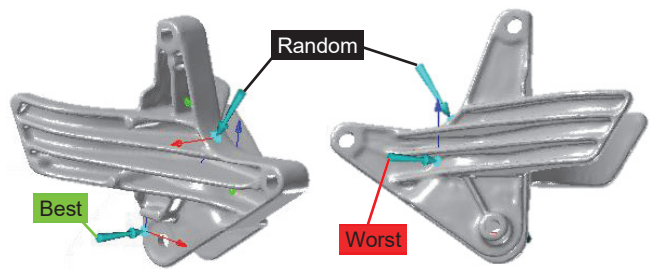


Abbildung 5: Darstellung drei numerisch untersuchter Punkte im Finite-Elemente-Modell der Drehmomentstütze. „Best“ entspricht dem auf Basis der vorgestellten Methode als am besten geeignet ermittelten Referenzpunkt. „Random“ ist ein zufällig gewählter Punkt. „Worst“ entspricht dem am besten geeigneten Lagerungspunkt.

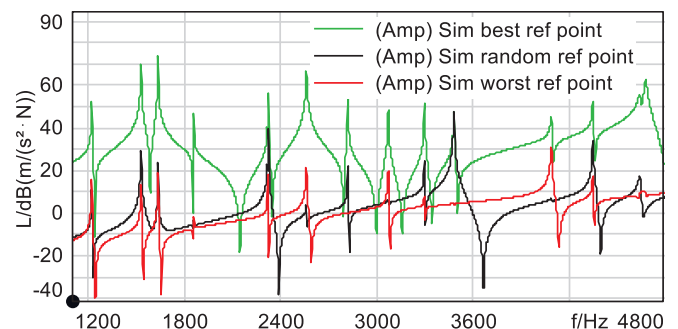


Abbildung 6: Simulierte Eingangsinertanzen für die drei in Abbildung 5 dargestellten Punkte.

In Abbildung 6 wird die Überlegenheit des als „Best“ bezeichneten Punktes (grüne Kurve) gegenüber den übrigen Punkten deutlich. Die Amplituden in den Resonanzen sind besonders stark ausgeprägt, wohingegen sie bei den Punkten „Random“ und „Worst“ überwiegend schwach ausgeprägt sind oder sogar gänzlich fehlen. Die Wahl der Punkte „Random“ und „Worst“ als Referenzpunkte in der Modalanalyse würde zu unvollständigen Ergebnissen führen. Einige der im Simulationsergebnis sichtbaren Resonanzen wären messtechnisch höchstwahrscheinlich nicht erfassbar, da sie durch Rauschen maskiert werden würden.

Messtechnischer Nachweis

Um die hervorragende Eignung des Punktes „Best“ zu verdeutlichen, wird an der realen Drehmomentstütze eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Abbildung 7 zeigt den nachfolgend beschriebenen Versuchsaufbau. Als Messmethode wird „wandernder Hammer“ [1] gewählt, da die Masse des eingesetzten Beschleunigungsaufnehmers beispielsweise auf den Rippen der Drehmomentstütze zu nicht vernachlässigbaren Verschiebungen der Resonanzen und somit zu verfälschten Ergebnissen bei der Auswertung führen würde. Ein Beschleunigungsaufnehmer wird am Punkt „Best“ appliziert. Am Punkt „Worst“ wird ein Nylonfaden angeklebt, an dem die Drehmomentstütze für die Anschlagmessungen aufgehängt wird.



Abbildung 7: Versuchsaufbau der experimentellen Modalanalyse an der Drehmomentstütze mit der Methode „wandernder Hammer“. Der Referenzpunkt wurde ausgehend von einem numerischen Modell durch das vorgestellte Verfahren als optimal geeignet ermittelt.

Im direkten Vergleich der simulierten mit den messtechnisch am Punkt „Best“ ermittelten Eingangsinertanzen (Abbildung 8) wird sichtbar, dass in der Messung alle in der Simulation ermittelten Resonanzen erfasst werden. Die Abweichungen in den Resonanzfrequenzen sind auf Ungenauigkeiten in der Geometrie und/oder Materialparametern im numerischen Modell zurückzuführen.

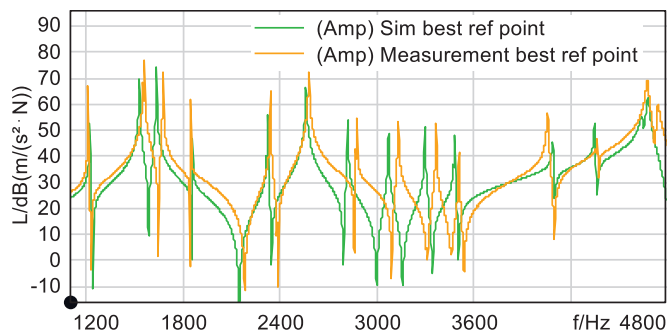


Abbildung 8: Simulierte und messtechnisch ermittelte Eingangsinertanzen am Punkt „Best“.

Nach dem Fitting der gemessenen Transferfunktionen werden die experimentell ermittelten Schwingungsformen abgeleitet und durch das Modal Assurance Criterion (MAC) [1] mit jenen aus der Simulation verglichen. Aus der MAC-Matrix in Abbildung 9 wird ersichtlich, dass bis zur betrachteten Frequenz sämtliche experimentell ermittelten Schwingungsformen mit jenen aus der Simulation gut übereinstimmen.

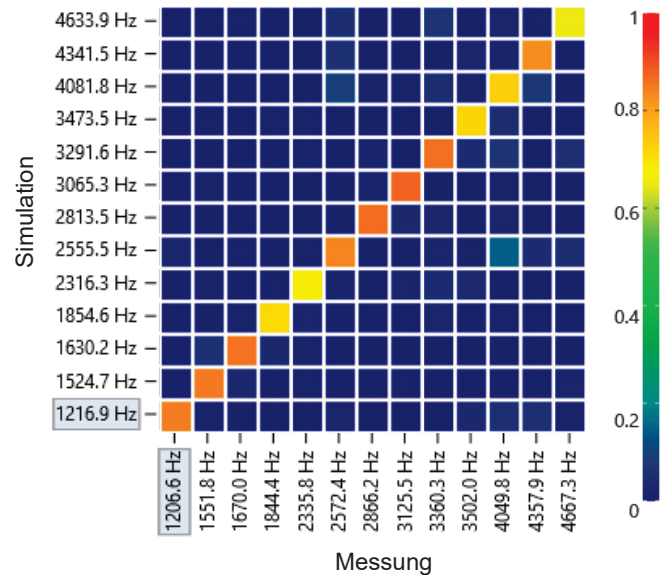


Abbildung 9: MAC Matrix zum Vergleich messtechnisch und numerisch ermittelter Schwingungsformen der Drehmomentstütze.

Zusammenfassung

Der Einsatz numerischer Modelle bietet selbst ohne besondere Validierungsmaßnahmen einen Mehrwert für die experimentelle Modalanalyse. Durch die beschriebene Methode lassen sich durch die effiziente Untersuchung von Simulationsdaten optimal geeignete Referenzpunkte bestimmen, welche das Fundament für zufriedenstellende Messdaten darstellen. Durch die Wahl dieser Referenzpunkte wird sichergestellt, dass die aus der Simulation bekannten Eigenschwingformen auch messtechnisch angeregt oder erfasst werden können.

Durch die Darstellung in der „Heatmap“ bekommen AnwenderInnen ein Gefühl dafür, wie tolerant der Bereich um die ermittelten optimalen Referenzpunkte gegenüber Abweichungen in der Platzierung der Krafteinleitung oder des Messpunktes ist, um die jeweils zugehörigen Moden anzuregen bzw. zu erfassen.

In einem Anwendungsbeispiel wird die Eignung eines durch die vorgestellte Methode ermittelten Referenzpunktes numerisch und experimentell erfolgreich nachgewiesen. Bei der Gegenüberstellung von Eingangsinertanzen verschiedener Punkte wird das Potenzial des ermittelten Punktes deutlich sichtbar. In der experimentellen Modalanalyse des Beispielobjektes können sämtliche aus der Simulation bekannten Moden erfolgreich bestimmt werden.

Literatur

- [1] Ewins, D.J. Modal testing. Theory and practice. 2nd ed. Research Studies Press, Baldock, England, 2000
- [2] Wegerhoff, M. Methodik zur numerischen NVH Analyse eines elektrifizierten PKW Antriebsstrangs. Dissertation, Mainz Verlag, Aachen, 2017
- [3] Puhani, J. Statistik. Gabler Verlag, Wiesbaden, 2020